



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

João Pedro Vasconcelos Silva

Análise e Modelação da Combustão em Fornalha de Biomassa

Dissertação de Mestrado

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação de:

Professor Doutor José Carlos Fernandes Teixeira

**Professora Doutora Senhorinha de Fátima Capela
Fortunas Teixeira**

Engenheiro Simone Preziati

outubro de 2016

AGRADECIMENTOS

A realização desta Dissertação representa, para mim, o culminar de um objetivo universitário e que resulta depois de diversas horas de trabalho, dedicação, empenho e reflexão. Tudo isto apenas se tornou possível graças aos meus pais, professores e à minha namorada que tiveram sempre presentes neste percurso académico e no qual sempre me auxiliaram.

Aproveito ainda este espaço para demonstrar o meu especial agradecimento aos professores José Carlos Teixeira e Senhorinha Teixeira por me orientarem na realização deste trabalho, por todos os esclarecimentos, sugestões e críticas construtivas que me enriqueceram e motivaram no decorrer deste projeto.

Um agradecimento também à empresa EDP pela oportunidade de realizar este trabalho com a sua colaboração e um especial agradecimento ao Engenheiro Carlos Ferreira e ao Engenheiro Simone Preziati por toda a disponibilidade demonstrada em esclarecimentos de eventuais dúvidas e fornecimento de dados da Central de Biomassa de Mortágua.

Por fim, demonstrar também aqui o meu agradecimento aos meus colegas Ricardo Oliveira, Nelson Rodrigues, Cristina Ferreira e Ricardo Ribeiro por todos os conselhos e pelo apoio que me prestaram durante o desenvolvimento desta dissertação.

PUBLICAÇÕES

Durante a elaboração da presente dissertação, foram realizados os seguintes artigos:

- 1.** Analysis and Modeling of Combustion in Biomass Furnace. XXI Congresso de Engenharia Mecânica. Elche, Espanha, 9-11 de Novembro de 2016.
- 2.** Energy and Exergy Analysis of a Biomass Power Plant. International Mechanical Engineering Congress & Exposition, ASME. Phoenix, Estados Unidos da América, 11-17 de Novembro de 2016.
- 3.** CFD Modeling of Combustion in Biomass Furnace. 11th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers. Albufeira, Portugal, 18-21 de Abril de 2017 (submetido).

RESUMO

Este projeto teve como principal objetivo o estudo e modelação do processo de combustão da biomassa da Central Termoeléctrica de Mortágua. Esta central opera segundo um ciclo de Rankine regenerativo e utiliza como combustível os resíduos florestais resultantes da limpeza de matas presentes nas proximidades.

De modo a modelar o processo de combustão da biomassa na fornalha existente na central, identificou-se que a metodologia mais adequada, consistiria em dividir o domínio em estudo em duas partes distintas. A primeira parte corresponde à análise da decomposição térmica da combustão da biomassa na grelha da fornalha e, a segunda parte corresponde à análise da reação de oxidação dos produtos de combustão acima da grelha. Esta abordagem é adequada uma vez que estas partes estão interligadas. No entanto, foi necessária a utilização de um modelo externo para determinar a composição dos produtos de combustão que depois são utilizados como *input* na simulação numérica. Este modelo externo teve como base um modelo da literatura que foi implementado no MATLAB®.

Desta forma, procedeu-se à simulação CFD no programa ANSYS Fluent® de diferentes casos, de modo a verificar a influência do ar secundário e da recirculação dos produtos de combustão. A metodologia utilizada para a construção do modelo numérico demonstrou-se muito útil para a análise da fase gasosa no interior da fornalha e permitiu verificar que a mistura do ar e dos produtos de combustão pode ser melhorada através do aumento do caudal de ar secundário. Com este aumento foi possível obter-se uma menor emissão de monóxido de carbono o que de facto mostra que pode ser uma medida a ter em conta na operação da caldeira. Por sua vez, a recirculação dos produtos de combustão promoveu uma diminuição da temperatura no interior da fornalha o que poderá ser benéfico para a redução das emissões de óxidos de azoto pela via térmica.

Os resultados das simulações numéricas poderão agora ser utilizados para análise e otimização do processo de combustão da caldeira da central termoeléctrica de Mortágua, conduzindo a uma redução na emissão do monóxido de carbono.

Palavras-Chave: Biomassa, Combustão, Modelação CFD.

ABSTRACT

The main goal of this project was to study and model the biomass combustion process that is carried out at the Thermal Power Plant of Mortágua. This plant operates according to a regenerative Rankine cycle and uses forestry waste, resulting from the cleaning of near-by forest bushes as fuel.

In order to model the combustion process of the biomass inside the furnace's plant, an adequate methodology was determined that consists in dividing the domain of study into two distinct parts. The first part refers to the thermal decomposition in the biomass grate, and the second part refers to the oxidation reaction of the combustion products, above the furnace grate. This separation is adequate as both parts are interlinked. However, the utilization of an external model to determine the composition of the combustion products was necessary in order to be used as an input for a numerical simulation. This external model was based on literature model that was implemented in MATLAB®.

Therefore, a CFD simulation for different cases was carried out in the ANSYS Fluent® software, in order to verify the influence of the secondary air and the combustion products recirculation. The methodology used for the numerical model construction proved very useful for the gas phase analysis inside the furnace and allowed to verify that the mixture of the air and products of combustion can be improved by increasing the secondary air flow rate. With this increase it was possible to obtain a lower emission of carbon monoxide which in fact shows that this is a measure that can be taken into account in the boiler operation. In turn, recirculation of the combustion products has led to a decrease in the temperature inside the furnace, which could be beneficial for the reduction of the emissions of nitrogen oxides by the thermal route.

The results of the numerical simulations will be available to analyze and optimize the combustion process of the boiler at the Thermal Power Plant of Mortágua, allowing the reduction of the carbon monoxide emission.

KEYWORDS: BIOMASS, COMBUSTION, CFD MODELING

ÍNDICE

Índice de Figuras	v
Índice de Tabelas	vii
Nomenclatura.....	ix
1. Introdução	1
1.1 Enquadramento e Motivação do Tema	1
1.2 Objetivos	4
1.3 Organização da Dissertação	4
2. Combustão da Biomassa.....	7
2.1 Etapas do Processo de Combustão da Biomassa	7
2.2 Caldeiras para Combustão da Biomassa.....	11
2.2.1 Grelha vibratória	12
2.2.2 Combustão de partículas em grelha	13
2.2.3 Vantagens e desvantagens da combustão em grelha	14
2.3 Emissões Gasosas	14
2.4 Otimização e Controlo da Combustão	19
2.4.1 Sistemas de ar	19
2.4.2 Tempo, temperatura e turbulência	21
2.4.3 A combustão e o excesso de ar	21
2.4.4 Estagiamento de ar.....	23
2.4.5 Recirculação dos gases de combustão	24
2.5 Revisão da Literatura.....	25

3. Instalação em Estudo	33
3.1 Central Termoelétrica de Mortágua	33
3.1.1 Descrição técnica da central	35
3.1.2 Características técnicas da central	40
3.2 Análise Energética e Exergética.....	46
3.3 Ensaio aos Registos de Ar Primário	47
 4. Dinâmica de Fluidos Computacional	 51
4.1 Introdução à Dinâmica de Fluidos Computacional.....	51
4.2 Programa de Simulação CFD - ANSYS Fluent.....	52
4.2.1 Pré-Processamento.....	52
4.2.2 Solver.....	53
4.2.3 Pós-Processamento	54
4.3 Formulação do Modelo CFD	54
4.3.1 Modelo matemático	54
4.3.2 Método de solução	58
4.4 Malha Numérica.....	61
4.4.1 Tipos de malha.....	62
4.4.2 Avaliação da malha.....	65
4.5 A Utilização de CFD em Processos de Combustão	67
 5. Modelação Numérica da Combustão na Fornalha.....	 69
5.1 Modelação da Fase Sólida na Grelha	69
5.1.1 Modelo de decomposição térmica da biomassa.....	70
5.1.2 Especificação das condições na grelha.....	74

5.2	Modelação da Fase Gasosa	76
5.2.1	Modelação da Turbulência	76
5.2.2	Modelação da Radiação	78
5.2.3	Modelação da Oxidação dos Voláteis	79
5.3	Geometria da Fornalha	84
5.4	Malha Numérica.....	87
5.5	Condições de Fronteira.....	89
5.6	Solução Numérica	90
6.	Análise e Discussão dos Resultados	93
6.1	Caso de Estudo Base – Caso 1.....	93
6.2	Influência do Ar Secundário – Caso 2	99
6.3	Influência da Recirculação dos Produtos de Combustão – Caso 3	103
6.4	Influência da Alteração da Constante do Modelo EDCM.....	107
7.	Considerações Finais.....	111
7.1	Conclusões	111
7.2	Sugestões de Trabalhos Futuros	112
	Referências Bibliográficas	115
	Anexos	123
	Anexo A – Desenho Representativo da Instalação da Central.....	125
	Anexo B – Balanço Energético e Exergético	127
	Anexo C – Desenho Técnico da Caldeira	145

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Balanço energético no ano de 2014 [3].....	2
Figura 2.1 Fases da combustão de uma partícula de biomassa [8].....	8
Figura 2.2 Perda de massa em função do tempo e da temperatura [9].....	9
Figura 2.3 Exemplo de uma caldeira com grelha vibratória [14]	13
Figura 3.1 Instalação em estudo [53].....	34
Figura 3.2 Diagrama esquemático da central termoelétrica a biomassa de Mortágua.....	36
Figura 3.3 (a) Caldeira da central; (b) Alimentação de biomassa para o interior da caldeira	37
Figura 3.4 (a) Local de armazenamento da biomassa (b) Grelha vibratória da caldeira.....	37
Figura 3.5 Diagrama esquemático da interação entre os produtos de combustão e a água/vapor	38
Figura 3.6 Variação das emissões de CO	48
Figura 4.1 Fluxograma com os algoritmos presentes do método acoplamento <i>Pressure-based</i> [60] ...	61
Figura 4.2 Exemplo de uma malha ortogonal (a) e não ortogonal (b) [61]	63
Figura 4.3 Exemplo de uma malha estruturada (a) e não estruturada (b) [61].....	64
Figura 4.4 Exemplo de uma malha estruturada por blocos [61].....	65
Figura 4.5 Exemplo de elementos com diferentes valores de <i>skewness</i> [62]	66
Figura 4.6 Exemplo de elementos com diferentes valores de <i>aspect ratio</i> [62]	66
Figura 5.1 Frações mássicas dos voláteis estimados pelo modelo	74
Figura 5.2 Geometria utilizada nas simulações.....	86
Figura 5.3 (a) Divisão do domínio (b) Malha gerada.....	87
Figura 5.4 Refinamento na zona central (a) e junto dos injetores (b)	88
Figura 6.1 Perfil de temperatura no interior da caldeira – Caso 1	94
Figura 6.2 (a) Perfil de temperatura junto ao injetor inferior da parede lateral direita; (b) Perfil de temperatura na zona central da fornalha - Caso 1	95
Figura 6.3 Perfil de velocidade dos produtos de combustão no interior da caldeira – Caso 1.....	96

Figura 6.4 (a) Vórtice gerados junto à parede lateral; (b) Vórtice gerado no local dos permutadores de calor – Caso 1	96
Figura 6.5 Taxa de reação do CO – Caso 1	97
Figura 6.6 (a) Fração mássica de CO no interior da caldeira; (b) Fração mássica de CO ₂ no interior da caldeira – Caso 1	98
Figura 6.7 (a) Perfil de temperatura no interior da caldeira; (b) Perfil de velocidade dos produtos de combustão no interior da caldeira – Caso 2	100
Figura 6.8 (a) Vórtice gerados junto à parede lateral; (b) Vórtice gerado no local dos permutadores de calor – Caso 2.....	101
Figura 6.9 Taxa de reação do CO – Caso 2.....	102
Figura 6.10 (a) Fração mássica de CO no interior da caldeira; (b) Fração mássica de CO ₂ no interior da caldeira – Caso 2	103
Figura 6.11 (a) Perfil de temperatura no interior da caldeira; (b) Perfil de velocidade dos produtos de combustão no interior da caldeira – Caso 3	104
Figura 6.12 Vórtice gerado no local dos permutadores de calor – Caso 3	105
Figura 6.13 Taxa de reação do CO – Caso 3.....	106
Figura 6.14 (a) Fração mássica de CO no interior da caldeira; (b) Fração mássica de CO ₂ no interior da caldeira – Caso 3	107
Figura 6.15 Temperatura no interior da caldeira.....	108
Figura 6.16 (a) Fração mássica de CO; (b) Fração mássica de CO ₂ no interior da caldeira	108
Figura A.1 Esquema representativo da Central Termoelétrica de Mortágua	125
Figura B.1 Diagrama esquemático das sub-regiões para a análise do processo de combustão	136
Figura B.2 Diagrama esquemático do fluxo de conversão de energia	139
Figura B.3 Influência da carga térmica na conversão de energia na central.....	139
Figura B.4 Distribuição irreversibilidade pelos componentes da central.....	141
Figura B.5 Exergia do combustível e trabalho útil. Influência da carga térmica	142
Figura C.1 Desenho técnico da caldeira da Central Termoelétrica de Mortágua	145

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 Dados principais da central [5]	35
Tabela 3.2 Condições de operação da central (@100%)	39
Tabela 3.3 Composição da biomassa (fração mássica)	42
Tabela 3.4 Principais parâmetros de combustão	44
Tabela 3.5 Resultado das emissões gasosas da central.....	45
Tabela 5.1 Frações mássicas dos gases libertados nas diferentes secções da grelha	75
Tabela 5.2 Reações químicas e a sua cinética [33], [65]	84
Tabela 5.3 Parâmetros de qualidade da malha	89
Tabela 5.4 Condições de fronteira utilizadas na modelação numérica.....	90
Tabela B.1 Condições de operação a diferentes cargas	130
Tabela B.2 Sumário das equações do balanço de energia para cada componente da central	132
Tabela B.3 Resumo das equações do balanço de exergia para cada componente da central	136
Tabela B.4 Balanço de energia da central	138
Tabela B.5 Irreversibilidades da central.....	140

NOMENCLATURA

Símbolos Romanos

Símbolos	Definição	Unidades
a	Coeficiente de absorção do gás	1/m
A	Constante empírica do modelo EDCM ($A=4$)	–
A_r	Fator pré-exponencial	–
B	Constante empírica do modelo EDCM ($B=0.5$)	–
$C_{1\varepsilon}, C_2, C_{3\varepsilon}$	Constantes do modelo de turbulência $k-\varepsilon$	–
C_j	Concentração do reagente/produto j	kmol/m ³
c_p	Calor específico	J/kg.K
e	Excesso de ar	%
E	Energia	J
E_r	Energia de ativação da reação	J/mol
\dot{E}	Exergia	W
F	Força	N
g	Aceleração gravítica	m/s ²
G_b	Geração da energia cinética turbulenta devido à flutuabilidade	m ² /s ²
G_k	Geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média	m ² /s ²
H	Entalpia	kJ/kg
I	Intensidade de radiação	W/m ²
\dot{I}	Irreversibilidade	W
\vec{J}	Fluxo de difusão de espécies	m ² /s

k	Energia cinética turbulenta	J/kg
k_{eff}	Condutividade efetiva	W/m.K
$k_{b,r}$	Constante cinética no sentido inverso da reação r	–
$k_{f,r}$	Constante cinética no sentido direto da reação r	–
K_r	Constante de equilíbrio da reação r	–
m	Massa	kg
\dot{m}	Caudal mássico	kg/s
M	Massa molar	kg/kmol
N_p	Número de produtos	–
N_r	Número de reagentes	–
n	Número de moles	–
p	Pressão	Pa
\dot{Q}	Energia Térmica - Calor	W
r	Vetor de posição	m
R_i	Taxa de produção de espécies por reação química	kg/m ³ .s
$R_{i,r}^{Arr}$	Velocidade global de produção do reagente i na reação r segundo o modelo de Arrhenius	–
$R_{i,r}^{EDCM}$	Velocidade global de produção do reagente i na reação r segundo o modelo <i>EDCM</i>	–
\tilde{R}	Constantes dos Gases Ideais	J/kg.K
s	Vetor de direção	m
\dot{S}	Entropia	W/K
$S_\phi, S_m, S_h, S_i, S_k, S_\varepsilon$	Termos fonte das equações de conservação e de turbulência	
t	Tempo	s
T	Temperatura	K
T_0	Temperatura de referência	K

u	Velocidade	m/s
v	Volume	m ³
\dot{W}	Trabalho	W
x	Fração molar	–
X	Concentração molar	–
y	Fração Mássica	–
Z	Altura acima da referência (cota)	m

Símbolos Gregos

Símbolos	Definição	Unidades
β_r	Expoente da temperatura	–
Γ	Coeficiente de difusão efetivo	m ² /s
Γ_c	Efeito de terceiros corpos	–
ε	Exergia química da substância	kJ/mol
ε	Taxa de dissipação de energia turbulenta	W/kg
η	Eficiência	–
$\eta'_{j,r}$	Expoente da reação da espécie j em r no sentido direto	–
$\eta''_{j,r}$	Expoente da reação da espécie j em r no sentido inverso	–
μ	Viscosidade dinâmica	kg/m.s
μ_t	Viscosidade turbulenta	kg/m.s
$v'_{R,r}$	Coeficiente estequiométrico de cada reagente	–
$v'_{i,r}$	Coeficiente estequiométrico do reagente i na reação r	–
$v''_{i,r}$	Coeficiente estequiométrico do produto i na	–

	reação r	
$v''_{k,r}$	Coeficiente estequiométrico da espécie k	–
σ_ε	Número de Prandtl turbulento para ε	–
σ_k	Número de Prandtl turbulento para k	–
ρ	Massa volúmica	kg/m ³
$\bar{\bar{\tau}}$	Tensor de tensão	N/ m ²
φ	Fator da composição química do combustível	–
Φ	Propriedade conservativa	–
ψ	Eficiência Exergética	–
Ω	Ângulo sólido	rad
Ω_1	Correlação empírica 1 do modelo	–
Ω_2	Correlação empírica 2 do modelo	–

Índices

Símbolo	Definição
O	Estado ambiente
I	Sub-região I, correspondente á combustão adiabática
II	Sub-região II, correspondente à transferência de calor entre os produtos e o fluido
III	Sub-região III, região de mistura externa
a	Ar
B	Caldeira
c	Fluido frio
$cycle$	Ciclo termodinâmico
ch	<i>Char</i>
che	Química

<i>comb.</i>	Combustível
<i>esteq.</i>	Estequiométrico
<i>f</i>	Combustível
<i>Fluid</i>	Fluido
<i>global</i>	Central total
<i>G</i>	<i>Gás libertado durante a pirólise da biomassa</i>
<i>h</i>	Fluido quente
<i>HE</i>	Permutador de calor
<i>in</i>	Entrada
<i>int</i>	Componente de energia interna
<i>kin</i>	Componente de energia cinética
<i>out</i>	Saída
<i>p</i>	Produtos de combustão
<i>pot</i>	Componente de energia potencial
<i>ph</i>	Exergia física
<i>P</i>	Bomba
<i>Q</i>	Componente de calor da exergia
<i>T</i>	Turbina
<i>tot</i>	Total
<i>W</i>	Componente de trabalho da exergia
<i>Water</i>	Água

Siglas

Símbolos	Definição	Unidades
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>	
COVs	Compostos Orgânicos Voláteis	
DGEG	Direção Geral de Energia e Geologia	
DOM	<i>Discrete Ordinates Model</i>	
<i>EDCM</i>	<i>Eddy Dissipation Combustion Model</i>	
<i>FR</i>	<i>Finite Rate</i>	
NPT	Pressão e temperatura normais	
PCI	Poder Calorífico Inferior	kJ/kg
PCS	Poder Calorífico Superior	kJ/kg
PIB	Produto Interno Bruto	
PISO	<i>Pressure Implicit with Splitting of Operators</i>	
RAM	<i>Random Access Memory</i>	
RTE	<i>Radiation Transfer Equation</i>	
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations</i>	
SIMPLEC	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent</i>	
TGA	<i>Thermogravimetric analysis</i>	
VLE	Valor Limite de Emissão	

1. INTRODUÇÃO

Neste primeiro capítulo é realizada uma abordagem ao tema da presente dissertação com o principal objetivo de destacar a problemática em estudo.

Deste modo, são introduzidos os principais conceitos e de seguida apresentados os objetivos deste trabalho para que se possa compreender a sua importância e o raciocínio por de trás das diferentes tarefas realizadas.

Por fim, é descrita de forma sucinta a estrutura desta dissertação.

1.1 Enquadramento e Motivação do Tema

Preocupações ambientais e a percepção de que os combustíveis fósseis são uma fonte de energia finita juntamente com a crescente procura de energia, têm impulsionado o desenvolvimento de fontes de energia alternativas e o desenvolvimento de tecnologias de conversão de energia com alta eficiência e impacto ambiental reduzido [1], [2].

Dentro das alternativas disponíveis, a biomassa aparece como uma opção muito interessante, devido a vários fatores: a) redução das emissões de dióxido de carbono; b) fonte de energia endógena sustentável; c) aproveitamento dos resíduos de biomassa; d) redução da dependência energética; e) a redução de resíduos, principalmente a partir da floresta.

Em 2014, a biomassa representou em Portugal 13.3% da energia primária consumida e 5.9% da energia final, embora este valor não incluía a biomassa transformada em calor nem em eletricidade (ver figura 1.1). Em termos de contributo do conjunto das fontes de energia renovável na energia primária, mais de metade tem origem na biomassa, comprovam os dados da Direcção-Geral de Energia e Geologia (DGEG) [3].

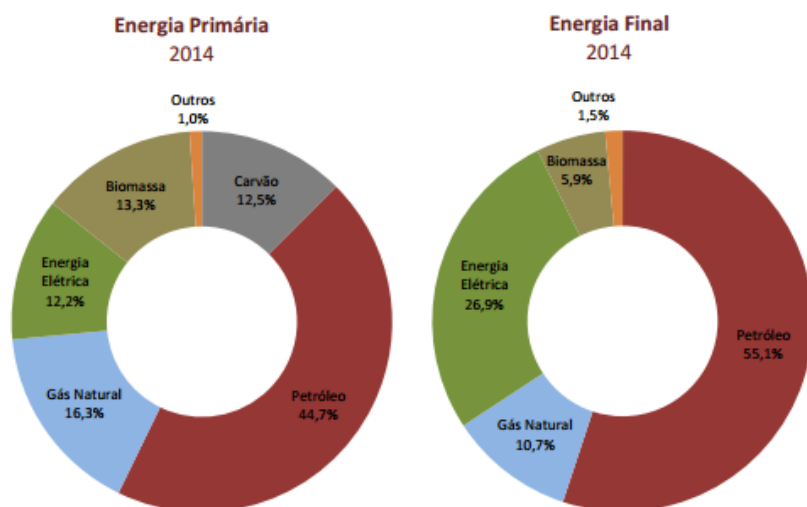


Figura 1.1 Balanço energético no ano de 2014 [3]

É expectável que aproximadamente 50% das metas da União Europeia para 2020 sobre o uso de energias renováveis possa ser alcançado através da utilização de biomassa [4].

A biomassa pode ser utilizada como fonte de calor para os setores domésticos e industriais e como combustível para centrais elétricas e de cogeração.

Em Portugal, a EDP participa no capital de 4 centrais elétricas de queima de biomassa com uma potência elétrica instalada de 65 MW. Estas operam normalmente através da combinação de uma câmara de combustão em grelha ou de leito fluidizado com um ciclo de Rankine [5].

A queima em grelha é uma das principais tecnologias em combustão de biomassa para a produção de calor e energia, porque pode queimar uma vasta gama de combustíveis de diferentes graus de teor de humidade, e exige menos preparação e manipulação do combustível. Embora a queima em grelha de biomassa tenha sido experimentada e testada ao longo de muitos anos, ainda existem alguns problemas a serem estudados como por exemplo: a conversão de biomassa na grelha, a mistura do ar com o combustível na grelha, a mistura do ar com os gases libertados pela combustão do leito de biomassa, a formação e controlo de depósitos nas superfícies interiores dos equipamentos de combustão bem como a formação e controlo da emissão de poluentes [1].

O combustível que é normalmente utilizado nas centrais é composto por uma vasta gama de madeiras e resíduos agrícolas e florestais, cujas propriedades variam muito de acordo com a fonte e a

época do ano. As propriedades da biomassa têm um impacto significativo nas operações da caldeira pois afetam o seu desempenho e a emissão de poluentes. Deste modo, a análise da combustão de biomassa torna-se complicada devido há grande variação das suas propriedades físicas e químicas e também da sua estrutura física. A compreensão dos processos físicos e químicos envolvidos na combustão de biomassa é fundamental para poder melhorar as suas aplicações no setor energético.

A Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) pode ser utilizada para estudar os fenómenos de combustão em detalhe através da combinação de dados experimentais e simulações numéricas. A modelação CFD com o melhoramento do desempenho dos computadores tem um papel cada vez mais importante no desenvolvimento e otimização de instalações da combustão de biomassa. Simulações CFD são uma ferramenta eficiente para o projeto e otimização de fornos de biomassa para complementar ou mesmo substituir investigações experimentais pois permitem estimar valores de temperatura, velocidade, pressão e concentração de poluentes dentro de todo o domínio em estudo [6], [7].

É importante mencionar que existem vários mecanismos e parâmetros envolvidos na combustão do leito de biomassa que fazem com que a recolha de dados experimentais seja difícil. Por esta razão, existem apenas algumas investigações experimentais com recolha de dados detalhada [7].

Ao simular o processo de combustão, diferentes condições de funcionamento e diferentes parâmetros podem ser estudados, tais como o tipo de combustível, as suas propriedades e distribuição de ar de combustão e seus efeitos sobre os níveis de emissão de poluentes e eficiência da caldeira.

O processo de conversão da biomassa é de grande importância e a previsão da correta distribuição e da quantidade de partículas e de produtos voláteis que saem do leito é essencial, para que possam ser utilizadas para tornar possível a análise das diferentes variáveis do processo em diferentes condições de queima. Também pode ajudar a minimizar a complicação do trabalho experimental estimando valores dentro de todo o domínio, sem perturbar o estado de funcionamento dos equipamentos de combustão.

1.2 Objetivos

O presente trabalho tem como principal objetivo o estudo e modelação do processo de combustão de biomassa que é realizado na central termoelétrica de Mortágua.

Através dos resultados deste trabalho pretende-se otimizar o processo de combustão, sendo para isso necessário analisar a influência de parâmetros sobre a combustão, em particular o caudal de ar secundário.

Por outro lado, para melhorar o desempenho da caldeira, pretende-se também analisar a influência da recirculação dos gases de combustão. Esta é realizada para reduzir as emissões de NO_x e consiste na reintrodução dos produtos resultantes da combustão novamente para a câmara de combustão.

Posto isto, a implementação do modelo numérico CFD para a caracterização da caldeira da central de Mortágua incluirá os parâmetros acima mencionados, com o objetivo de otimizar o processo de combustão da biomassa.

1.3 Organização da Dissertação

A presente dissertação está dividida em 8 capítulos. Depois desta introdução ao trabalho, feita neste capítulo, o capítulo 2 apresenta o processo de combustão da biomassa e as estratégias/métodos que existem para a sua otimização. Por fim, é apresentada uma revisão da literatura que se mostrou muito importante para entender qual a melhor abordagem para a construção de um modelo numérico CFD que caracterizasse a combustão da biomassa na fornalha da central termoelétrica de Mortágua.

O capítulo 3 apresenta as principais características da central termoelétrica de Mortágua descrevendo o processo de produção de energia elétrica desde a receção da biomassa até à saída dos gases de combustão pela chaminé. Posteriormente são descritos todos os parâmetros de maior importância para o processo de combustão e, descrita os principais resultados de uma análise energética e exérgica que foi realizada à central. Por fim, é apresentado um trabalho experimental realizado na central de modo a verificar a influência do ar primário no processo de combustão.

O capítulo 4 introduz o conceito da dinâmica de fluidos computacional para depois apresentar o programa ANSYS Fluent® e descrever os métodos para obter resultados numéricos da simulação do processo de combustão.

O capítulo 5 apresenta a modelação da decomposição térmica da biomassa e da fase gasosa que foi considerada para a realização da modelação CFD da combustão na fornalha a biomassa da central termoeléctrica de Mortágua. Por fim, é apresentada a geometria, a malha e as condições de fronteira que foram utilizadas no ANSYS Fluent® para o estudo da combustão na caldeira.

No capítulo 6 são apresentados e discutidos os resultados obtidos nos diferentes casos considerados para analisar o processo de combustão de modo a obter indicações dos parâmetros sobre os quais é necessário focar a atenção para otimizar esse mesmo processo.

Por último, o capítulo 7 apresenta as principais conclusões deste trabalho e também algumas sugestões para trabalho futuro neste tema.

2. COMBUSTÃO DA BIOMASSA

Para melhor compreender os fenómenos em causa no presente trabalho, torna-se necessário não só compreender o processo de combustão como também entender especificamente o processo de combustão de biomassa em especial em caldeiras industriais com grelha vibratória utilizadas em instalações para converter a energia química do combustível em energia térmica sendo posteriormente convertida em energia mecânica e/ou em energia elétrica.

Deste modo, este capítulo aborda estes assuntos referindo e analisado o processo de combustão da biomassa e as estratégias/métodos que existem para a sua otimização. Por fim, é realizada uma revisão da literatura que é de extrema importância para analisar o que já foi realizado por diferentes autores e assim perceber qual a melhor abordagem para construir um modelo numérico CFD para caracterizar o processo de combustão no interior de uma caldeira a biomassa.

2.1 Etapas do Processo de Combustão da Biomassa

A combustão de combustíveis sólidos, como a biomassa, é um fenómeno bastante complexo pois envolve vários aspetos de natureza física e química do combustível.

O processo de combustão da biomassa é representado por uma sucessão de reações químicas homogéneas e heterogéneas a qual envolve o aquecimento, secagem e desvolatilização do combustível, a combustão dos produtos resultantes da decomposição térmica da biomassa e a combustão do denominado resíduo carbonoso (*char*) resultante da desvolatilização da biomassa.

A figura 2.1 apresenta as diferentes fases da combustão de uma partícula de biomassa. No entanto, não há uma sequência definida destas etapas, o que quer dizer que até podem ocorrer simultaneamente.

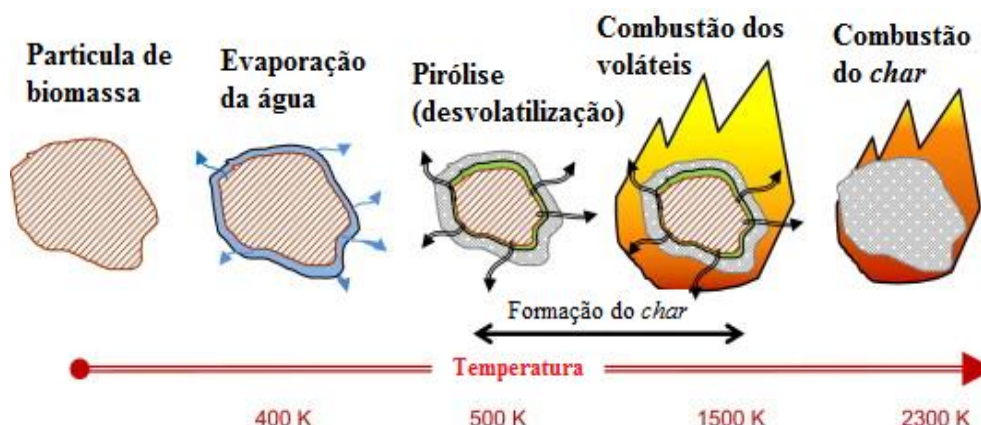


Figura 2.1 Fases da combustão de uma partícula de biomassa [8]

Através dos resultados de uma análise termogravimétrica (TGA), para um determinado combustível, é possível distinguir as diferentes etapas que foram mencionadas anteriormente e entender certos fenômenos como por exemplo o tempo que demora o processo de secagem e desvolatilização, em função da taxa de aquecimento utilizada nos ensaios, e assim estabelecer o tempo de residência mais adequado para o processo de combustão. De referir que o tempo necessário para cada reação depende do tamanho e propriedades do combustível, da temperatura, e das condições em que se processa a combustão. A figura 2.2 apresenta o resultado de uma análise termogravimétrica realizada para um determinado combustível (madeira de faia) [9]. É possível observar a perda de massa do combustível no desenrolar das diferentes etapas do processo de combustão.

Em seguida, é realizada uma breve abordagem a cada uma das etapas referidas do processo de combustão da biomassa mencionadas anteriormente.

Aquecimento e secagem do combustível

A combustão da biomassa, bem como de outro qualquer combustível sólido, requer a presença simultânea de ar, combustível e calor. Uma fonte de calor é claramente necessária para que a biomassa seja aquecida o suficiente até atingir a temperatura de ignição, para que depois se dê início ao processo de combustão.

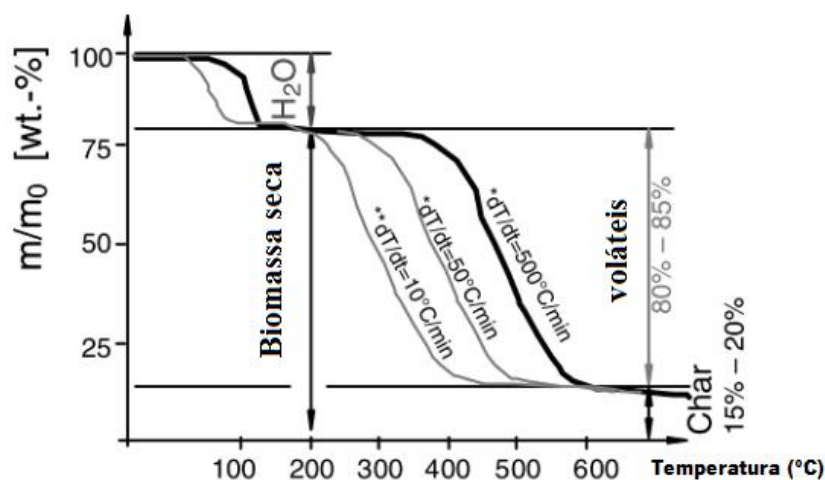


Figura 2.2 Perda de massa em função do tempo e da temperatura [9]

Assim, primeiramente é necessário o aquecimento e secagem do combustível. Este processo inicia-se quando a temperatura do combustível atinge aproximadamente 105 °C, isto é, quando a água passa para o estado gasoso e se move através dos poros para a superfície.

De referir que a secagem e o aquecimento do combustível iniciam uma série de alterações físicas do combustível. A mudança de fase da água pode provocar fissuras suficientes para fragmentar o combustível, caso a taxa de aquecimento seja muito elevada.

A secagem e aquecimento do combustível são processos endotérmicos controlados pela transferência de calor e massa dependendo, por isso, de variáveis tais como a temperatura e a área superficial do combustível. A quantidade de energia necessária é função da humidade, das dimensões e propriedades, tais como a difusibilidade térmica e mássica, a capacidade calorífica e a condutibilidade térmica.

Portanto, a secagem requer uma fonte de energia (energia libertada pela combustão da biomassa) o que irá fazer com que a temperatura no interior do equipamento de combustão seja reduzida.

Desvolatilização

Depois da fase de secagem segue-se a etapa da desvolatilização. O termo desvolatilização refere-se à libertação da matéria volátil presente no combustível sólido sem que ocorra oxidação. Na biomassa, a volatilização inicia-se para temperaturas entre 200 e 260 °C.

Para um determinado combustível sólido, a quantidade e natureza de voláteis libertados, dependem de diversos fatores, tais como: taxa de aquecimento, temperatura final, tempo durante o qual o combustível permanece à temperatura final e dimensões do combustível.

Nesta etapa a maior parte da massa da biomassa é perdida devido à elevada percentagem que a biomassa possui de matéria volátil (valores próximos dos 80% na base seca).

Combustão dos gases voláteis

Diversos autores estudaram a composição química dos gases voláteis que surgem dos combustíveis sólidos quando estes são aquecidos, especialmente do carvão. Os produtos libertados consistem, principalmente, em H_2O , CO_2 , CO , hidrocarbonetos leves, H_2 e hidrocarbonetos pesados – os chamados alcatrões (na literatura inglesa: *tar*).

O processo de combustão dos gases voláteis pode ser visto como um processo de combustão de combustíveis gasosos do tipo difusão, em que os reagentes não estão inicialmente misturados, mas misturam-se na zona de combustão.

Deste modo, é criada uma frente de chama que resulta da combustão dos voláteis que resultam da decomposição térmica da biomassa.

Combustão do resíduo carbonoso

Tal como a combustão dos gases voláteis, a combustão do resíduo carbono também é uma reação exotérmica e que portanto, liberta energia no interior da combustão.

O resíduo carbonoso que resulta do processo de desvolatilização é composto essencialmente por carbono e cinzas, com pequenas quantidades de outros elementos constituintes da biomassa

(hidrogénio, azoto, enxofre e oxigénio) e apresenta um aspeto poroso devido ao processo de desvolatilização que ocorreu anteriormente.

Como já foi dito, o resíduo carbonoso resulta da desvolatilização da biomassa e, portanto, a sua combustão só ocorre quando a chama resultante da oxidação dos voláteis é extinta. Posteriormente, o oxigénio entra em contacto com o resíduo carbonoso e inicia-se o processo de combustão.

De referir que o processo de combustão do resíduo carbonoso determina a quantidade de carbono não queimado, que no final do processo de combustão permanece nos equipamentos de combustão.

2.2 Caldeiras para Combustão da Biomassa

A caldeira é o equipamento onde se dá a libertação de calor após a combustão da biomassa. O calor libertado é depois absorvido pelas paredes metálicas que contém um fluido, que normalmente é água. Este fluido, após receber energia, muda para o estado de vapor devido à elevada temperatura dos gases de combustão que incidem nas superfícies da caldeira.

Este equipamento é constituído por uma câmara de combustão (fornalha) e um conjunto de tubos onde circula um fluido [10].

A câmara de combustão na caldeira é de extrema importância e serve, essencialmente, para dois propósitos:

- Acomodar o processo de combustão e alcançar a combustão completa enquanto ao mesmo tempo tem como objetivo minimizar as emissões de poluentes;
- Receber e produzir energia na forma de calor na combustão dos gases por transferência de calor e arrefecê-los o suficiente de tal modo que as cinzas solidifiquem antes de deixarem a câmara de combustão.

O correto projeto de uma caldeira é muito importante pois permite o aumento da eficiência da combustão e o tempo de utilização da caldeira. No entanto, depende de vários fatores, como por exemplo, das propriedades do combustível (teor de humidade, teor de cinzas, entre outros fatores).

No que diz respeito às tecnologias de combustão, é de referir que existem três principais tipos de fornalhas para combustão direta: leito fluidizado, em suspensão e sistemas de leito fixo (em grelha). Neste trabalho apenas será abordado a combustão em fornalha com grelha (*grate furnace*) pois é o equipamento existente na instalação em estudo que é apresentada no capítulo seguinte.

Neste tipo de fornalha, o combustível é colocado sobre uma grelha plana ou inclinada, sendo que esta pode ser fixa, móvel ou vibratória. No caso da instalação em estudo a grelha é inclinada e vibratória.

2.2.1 Grelha vibratória

Sistemas de fornalha com grelha (*grate furnace*) são hoje a tecnologia de combustão mais comum e utilizada para restos e resíduos de madeira. Numa central com queima em grelha, o combustível é transportado ao longo de uma grelha móvel ou vibratória (figura 2.3) e é queimado antes de chegar ao final da grelha. O ar primário é fornecido pela parte inferior da grelha de modo a criar uma zona de combustão intensa imediatamente por cima do leito. Portanto, o carbono fixo é queimado na grelha e a matéria volátil no espaço imediatamente acima da grelha. Geralmente, o ar secundário é introduzido na caldeira acima da grelha para assegurar a queima da matéria volátil e apenas só alguma parte do ar de combustão é utilizado como ar primário para reagir com o carbono fixo. Portanto, o caudal de ar de combustão fornecido controla a taxa de combustão da biomassa. A quantidade de ar secundário será tanto maior quanto maior for o teor de matéria volátil da biomassa [11].

As cinzas de fundo que sobram da combustão são transportadas para um depósito no final da grelha (normalmente um cinzeiro húmido) e removidas na extremidade oposta à da alimentação. Por outro lado, as partículas de menores dimensões são recolhidas em equipamentos apropriados como por exemplo: ciclones e precipitadores electrostáticos.

Dependendo do poder calorífico e do teor de humidade do combustível, as grelhas podem ser arrefecidas a água ou pelo ar primário que atravessa a grelha.

No que se refere ao *design* da fornalha de sistemas de queima em grelha, esta oferece várias opções para a redução de emissões de poluentes, incluindo a combustão estagiada e a recirculação dos gases de combustão. Por outro lado, devido à grelha vibrar por curtos períodos, a formação de

partículas de maiores dimensões, como a escória, são inibidas, sendo esta a razão pela qual esta tecnologia, é aplicada especialmente em combustíveis com tendência para fenómenos de *sintering* e *slagging* (por exemplo, resíduos de madeira).

Porém, as grelhas vibratórias possibilitam elevadas emissões de cinzas volantes causadas pelas vibrações, emissões de monóxido de carbono mais elevadas devido às perturbações periódicas do leito de combustível e uma neutralização incompleta da cinza de fundo, porque o combustível e o transporte de cinzas são mais difíceis de controlar [12], [13].

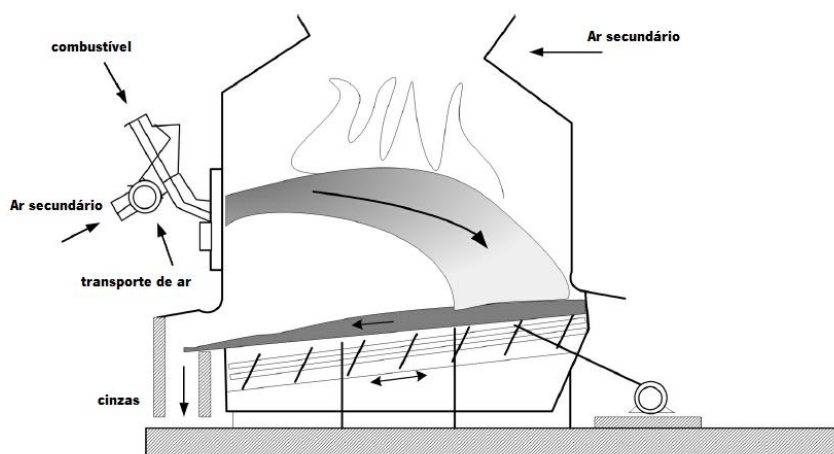


Figura 2.3 Exemplo de uma caldeira com grelha vibratória [14]

2.2.2 Combustão de partículas em grelha

O combustível após ser triturado em pedaços relativamente pequenos, é feito chegar à grelha através de uma tremonha. Ao longo da grelha, combustível é atravessado por uma corrente de ar ascendente, designado de ar primário. Uma característica comum da biomassa é que contém quantidades menores de cinzas, maiores quantidades de oxigénio, uma quantidade insignificante de enxofre, e elevado teor de humidade. Como resultado, a biomassa requer menos ar de combustão e produz menos óxidos de enxofre e óxidos de azoto quando comparada com outro combustível sólido como é o caso do carvão.

Deste modo, o carbono presente na biomassa é queimado na grelha e a matéria volátil é queimada no espaço acima da grelha. Porém, como uma grande parte do combustível está sob a forma de matéria volátil, uma caldeira a biomassa exigirá uma grande quantidade de ar secundário.

O ar secundário é introduzido para que se garanta que a matéria volátil seja queimada, uma vez que a biomassa possui elevado teor de matéria volátil.

A taxa de combustão é controlada essencialmente pelo caudal de ar e combustível fornecidos, sendo que quanto maior o teor de matéria volátil maior é a quantidade de ar secundário necessário.

De referir que as partículas finas, resultantes da combustão são recolhidas por exemplo num precipitador eletrostático e as partículas de dimensões maiores (cinzas de fundo) são recolhidas numa extremidade oposta da grelha relativamente à da alimentação da biomassa.

2.2.3 Vantagens e desvantagens da combustão em grelha

As principais vantagens com a combustão em leito fixo é que comparando este sistema com os outros, esta tecnologia de combustão pode queimar combustíveis com alto teor de humidade (até aproximadamente 60%), pode-se variar a granulometria do combustível, podem ser utilizados diferentes combustíveis e com altos teores de cinzas. Portanto, é uma técnica versátil no que diz respeito ao combustível que permite queimar.

Porém, a tecnologia de queima em grelha é altamente atrativa para a combustão de biomassa devido à sua simplicidade e tem apenas alguns problemas relacionados com a sinterização das cinzas, uma vez aglomeradas ou são simplesmente transportadas para o cinzeiro ou quebradas pelo movimento e vibração da grelha senão é necessário uma interrupção no funcionamento da central para remoção das cinzas. Por outro lado, uma desvantagem da técnica de queima em grelha é o aumento da quantidade de cinzas volante devido à vibração da grelha [13].

2.3 Emissões Gasosas

Os gases libertados durante a combustão surgem, principalmente, a partir da matéria volátil da composição da biomassa. A libertação desses compostos voláteis gera a emissão de vários poluentes.

Algumas dessas emissões são produzidas sobretudo, a partir da combustão incompleta devido às temperaturas reduzidas de combustão, tempos de residência reduzidos e más condições de mistura dos voláteis com oxigénio. Porém, como já foi referenciado anteriormente, o conhecimento da composição da biomassa é essencial para prever os produtos da combustão que podem ser formados.

Deste modo, emissões de caldeiras são uma função das propriedades do combustível, do processo de combustão (por exemplo: o tempo de residência na grelha e a temperatura a que é realizado o processo de combustão) e a eficácia dos equipamentos que tem como objetivo minimizar a emissão de poluentes. Os poluentes frequentemente mais regulados são o monóxido de carbono (CO), óxidos de azoto (NOx), e partículas [1], [11], [13], [15], [16].

Em centrais térmicas a adição de equipamentos de controlo de poluição é geralmente necessária para atender aos valores limites de emissão. No entanto, também é importante prever, controlar e minimizar as fontes de emissões gasosas de modo a reduzir o custo de equipamentos extra.

CO₂

O CO₂ é o principal produto resultante da combustão da biomassa e resulta da oxidação do carbono presente no combustível. É um gás inodoro, incolor e inerte, o que não é prejudicial para a existência da vida humana. No entanto, se substitui o oxigénio em quantidades mais elevadas pode causar problemas como dores de cabeça, falta de ar e até perda de consciência. Este composto químico é também conhecido por ser o principal contribuinte para o aquecimento global causado pelo efeito estufa [11].

No entanto, na combustão da biomassa considera-se que as emissões de dióxido de carbono são neutras, uma vez que este apenas liberta a quantidade de dióxido de carbono que a biomassa absorveu durante o seu processo de crescimento. De referir que este produto é um bom indicador da eficiência do processo de combustão.

CO

A emissão de monóxido de carbono (CO) é dos produtos de combustão que tem mais impacto na saúde humana pois é um gás tóxico, no meio ambiente e na eficiência do processo de combustão. Por isso, em equipamentos de combustão é dos gases mais controlados.

Este poluente, é formado devido à combustão incompleta da biomassa e portanto, está relacionado, principalmente, com o excesso de ar utilizado na combustão e com o *design* da caldeira.

De todos as emissões gasosas associadas à queima de madeira, o CO é geralmente o mais variável. Como um produto da combustão incompleta, CO é dependente do tempo, temperatura e turbulência. Além disso, condições de excesso de ar elevado ou reduzido, humidade de combustível elevada e carga reduzida têm sido demonstradas como responsáveis por aumentar a concentração de CO nos produtos da combustão [15], [17].

Deste modo, em zonas de chama com mistura rica, os níveis de CO são necessariamente elevados, uma vez que não existe oxigénio suficiente para completar a combustão. Contrariamente ao exposto, em locais onde à uma mistura deficiente do ar com o combustível, a emissão de CO é possibilitada mesmo que se opere em condições de mistura pobre devido à utilização de excesso de ar na combustão. Por outro lado, em condições próximas da estequiométrica pode-se formar CO, devido a elevadas taxas de reação provocadas por elevadas temperaturas e que levam à dissociação do CO₂ [18].

É possível reduzir a emissão de CO através da criação de condições para obter uma combustão completa. Apenas será possível alcançar esta condição se for utilizado um excesso de ar que garanta a combustão completa do combustível e se for dado tempo suficiente para que ocorra a oxidação do CO e conversão em CO₂ [11], [15], [17].

NO_x

Os óxidos de azoto (NO_x) são tóxicos e, nos níveis inferiores da atmosfera, provocam nevoeiro fotoquímico, contribuem para as chuvas ácidas através da formação de ácido nítrico e provocam a destruição da camada de ozono na estratosfera [19].

Este poluente pode ser produzido por três diferentes mecanismos: térmico, imediato e de combustível [18], [20], [21]. O NO_x térmico é produzido pela oxidação do azoto atmosférico. Este processo de oxidação é significativo a temperaturas dos gases acima de 1800 K e depende da concentração de oxigénio e do tempo de residência a essas temperaturas. Por sua vez, o NO_x imediato é produzido por reações rápidas na frente de chama enquanto o NO_x pela via do mecanismo do combustível é produzido pela oxidação do azoto existente no próprio combustível [15], [17], [18].

Desta forma, como o NO_x térmico tal como o imediato ocorrem a altas temperaturas e, como na combustão da biomassa o conteúdo de humidade do combustível é frequentemente elevado e isso funciona como um dissipador de calor mantendo a temperatura de combustão baixa dentro da caldeira. Assim, as emissões de NO_x térmicas e rápidas são baixas. Portanto, a principal contribuição das emissões de NO_x, na combustão de biomassa, advém do conteúdo de azoto do combustível. [1], [15], [17], [22].

A taxa de formação de NO_x é influenciada pela temperatura e oxigénio disponível no local onde ocorre a combustão. Uma temperatura de chama e um excesso de ar reduzido permitem que a formação de NO_x pela forma térmica seja reduzida enquanto o NO_x causado pela via do combustível é reduzido pela redução da disponibilidade de oxigénio na zona de combustão [15].

Diversos autores [7], [19]–[21], [23]–[27] afirmam que a formação de óxidos de azoto durante a combustão da biomassa é especialmente devido ao conteúdo do azoto do combustível pois, a contribuição devida à oxidação do azoto presente no ar é pequena devido às temperaturas relativamente baixas da fornalha.

Motivado pelos efeitos cada vez mais intensos da poluição atmosférica, tem-se assistido a uma preocupação crescente no desenvolvimento de técnicas de controlo e redução das emissões de NO_x. As técnicas de controlo de NO_x dividem-se em duas categorias: alterações no processo de combustão e tratamento dos gases após combustão [18].

São várias as técnicas de controlo e redução de NO_x, que utilizam um conjunto diverso de processos termodinâmicos e cinéticos: alguns baixam a temperatura máxima de chama; outros reduzem a concentração de oxigénio na zona primária da chama e outros utilizam o balanço termodinâmico e cinético para promover a reconversão de NO_x em azoto e oxigénio.

SO₂

Durante a combustão, todo o enxofre presente no combustível reage com o oxigénio, formando SO₂ e uma pequena parcela de SO₃. No entanto, na maioria dos casos, estas emissões podem ser desprezadas devido ao baixo teor de enxofre presente na biomassa (0-0,1%, na base seca) que foi absorvido durante o crescimento da biomassa.

Porém, durante a combustão, a maior parte do enxofre da biomassa permanece nas cinzas de fundo e volantes e, portanto, a restante quantidade de enxofre (25% [28]) termina na forma de dióxido de enxofre nos gases de combustão.

As principais técnicas para eliminar as emissões de SO₂ são a remoção de enxofre do combustível e a injeção de calcário [29].

Compostos Orgânicos Voláteis

Compostos orgânicos voláteis (COVs) são também um produto gasoso da combustão incompleta. Como tal, a emissão de COVs durante a queima da biomassa, é influenciada pelos mesmos fatores que afetam a emissão do CO [15].

Partículas

As partículas são compostas por vários materiais, incluindo cinzas, areia (contaminantes introduzidos durante o fornecimento do combustível) e inqueimados que estão depositados na grelha.

Desta forma, a emissão de partículas depende essencialmente do *design* da fornalha, das condições de operação da caldeira (por exemplo: pré-aquecimento do ar, excesso de ar, tamanho do combustível, caudal de combustível, local e caudal de ar utilizado para completar a combustão).

Normalmente, o caudal de ar primário (sob a grelha) deve ser mantido baixo o suficiente para não soprar as cinzas, o resíduo carbonoso e o combustível para fora do leito formado sobre a grelha [29]. Assim, se esta condição for verificada problemas de erosão serão evitados nas paredes da fornalha e nos permutadores de calor.

Na maioria dos processos de combustão de biomassa, é inevitável a emissão de um nível mínimo de partículas, que como já referenciado anteriormente deve-se ao teor de cinzas inicialmente existente no combustível. Logo, a forma de redução de partículas é a aplicação de filtros de captura nos gases de combustão, tais como por exemplo: ciclones, filtros de mangas, precipitadores eletrostáticos.

Hidrocarbonetos não queimados

Os hidrocarbonetos não queimados são produtos da degradação térmica da biomassa que não reagem com o oxidante, sendo por isso derivados de uma combustão incompleta da biomassa.

Estes produtos estão normalmente associados a taxas de reação reduzidas, induzidas pela diminuição da temperatura, nomeadamente junto às paredes das caldeiras.

Embora os mecanismos de formação dos hidrocarbonetos sejam mais complexos do que aqueles associados com a formação do monóxido de carbono, verifica-se que os fatores que influenciam as emissões de monóxido de carbono também afetam da mesma forma as emissões de hidrocarbonetos.

Para reduzir a sua formação é importante controlar as características de admissão da biomassa, bem como a mistura de ar com o combustível.

2.4 Otimização e Controlo da Combustão

2.4.1 Sistemas de ar

Os sistemas de ar de combustão são um aspeto importante do desempenho das caldeiras industriais e são cada vez mais utilizados como um meio de redução de emissões [30].

O sistema de ar é uma parte crítica do projeto do sistema de combustão em geral é um aspeto importante do desempenho do sistema. Muitas vezes, as melhorias no desempenho da caldeira e as emissões podem ser realizados por modificação do sistema de ar. Os sistemas de ar são apenas utilizados para fornecer oxidante ao combustível, mas também para controlar o processo de combustão

no interior dos equipamentos de combustão. Sistemas de ar são utilizados na tentativa de controlar o local de combustão, quer por retardar ou acelerar a mistura de combustível e oxidante e, portanto, controlar a taxa de libertação de calor e o seu local. A mistura dos produtos de combustão e do oxidante também tem um grande efeito sobre a formação e a destruição do monóxido de carbono (CO) e óxidos de azoto (NOx). Grande parte da operação bem-sucedida de uma caldeira pode-se basear no bom funcionamento do sistema de ar de combustão [31].

Em muitos dos casos o ar secundário é alvo de análise de modo a encontrar um modo de otimização do processo de combustão devido à sua influência. A sua otimização poderá permitir o aumento da capacidade das instalações. Deste modo, a localização dos injetores e a velocidade de ar são os dois principais parâmetros de projeto para o sistema de ar secundário [7], [13], [15], uma vez que o sistema ar secundário deve ser capaz de oxidar todo CO libertado ao longo da grelha. Conforme o estado em que se encontra o combustível (seco ou húmido), irá libertar os gases voláteis em diferentes locais da grelha. Pode, além disso, ser esperado que as irregularidades no combustível causem um aumento da libertação de CO.

Por sua vez, o caudal de ar também precisa de ser ajustado de modo a que não haja demasiado ar para a combustão ocorrer na grelha. As múltiplas zonas de ar primário sob a grelha podem ajudar a conseguir uma melhor distribuição de temperatura [7].

A distribuição do ar primário, em conjunto com o movimento da grelha, afeta significativamente a conversão e mistura da biomassa no leito de combustível. Em caldeiras modernas com grelha, a combustão de biomassa no leito de combustível é mais provável em condições sub-estequiométricas, rica em combustível, porque os combustíveis de biomassa têm geralmente maior teor de substâncias voláteis em base seca.

Uma menor quantidade de ar primário reduz a quantidade de partículas de combustível soprada para fora da grelha e, assim, a quantidade de material não queimado arrastado a partir da grelha é reduzido. Por outro lado, significa também uma conversão mais lenta do combustível, o que faz com que se obtenha uma temperatura mais baixa de combustão na grelha e, portanto, mais tempo de permanência do combustível. Deste modo, conseqüentemente, existe uma determinada relação de ar primário mínimo abaixo do qual a combustão estável não pode ser mantida. O valor deste mínimo

depende humidade dos combustíveis, temperatura do ar de combustão, razão de ar em excesso [7], [28].

2.4.2 Tempo, temperatura e turbulência

Em fenómenos de combustão, as reações químicas são principalmente controladas por diferentes parâmetros: tempo, temperatura e turbulência [16].

Tempo é importante para a combustão porque se o combustível não tem tempo suficiente para reagir, uma quantidade significativa de energia será perdida. Portanto, é necessário que os produtos de combustão sejam mantidos tempo suficiente nos equipamentos de combustão para que haja uma combustão completa do combustível e assim, se obtenha a oxidação do monóxido de carbono.

Por sua vez, a turbulência é também um parâmetro que tem grande importância na oxidação completa do CO [15].

A turbulência é um parâmetro chave porque o combustível e ar devem ser misturados completamente, para que o combustível seja completamente queimado. Quando o combustível e o ar são bem misturados e todo o combustível é queimado, a temperatura de chama será elevada e a combustão ocorrerá num tempo mais curto. Quando o combustível e o ar não são bem misturados, uma combustão completa pode não ocorrer, a temperatura da chama é menor o que faz com que as velocidades das reações sejam menores, e o combustível vai demorar mais tempo para queimar. Menos turbulência e maiores tempos de combustão tem, no entanto, sido responsáveis por produzir menos óxidos de azoto (NO_x) [15], [31].

2.4.3 A combustão e o excesso de ar

Tendo presente o excesso de ar necessário significa que algum do oxigénio não vai ser utilizado e vai deixar a caldeira e estar presente na composição dos gases de combustão. A porção de oxigénio nos gases de combustão pode ser utilizada para determinar a percentagem de excesso de ar. A perda de calor nos gases de combustão depende essencialmente da temperatura dos gases de combustão, e da quantidade de ar em excesso. Há uma quantidade ótima de excesso de ar, porque menos ar implicará a existência de combustível não queimado, a partir da combustão incompleta, e mais ar

significará combustão completa mas, mais perda de calor nos gases de combustão, devido à maior massa de gases de combustão.

Deste modo, a quantidade de excesso de ar necessária depende do tipo de combustível, do *design* da fornalha, das características do combustível e da quantidade de combustível [32].

A redução do excesso de ar, para valores baixos, deve ser sempre acompanhada de um controlo contínuo da combustão, pois uma falta de ar conduz a uma combustão incompleta, o que acarreta perdas maiores, do que as resultantes de um excesso de ar elevado.

O excesso de ar deverá ser o mínimo possível mas conduzindo a uma combustão completa. Portanto, é necessário controlar permanentemente o teor de CO_2 , O_2 , CO nos gases de combustão [13].

Uma eficiente combustão de biomassa é possível através de proporções baixas de excesso de ar. Não só uma relação baixa de excesso de ar significa maior eficiência da caldeira, como também é um parâmetro importante no controlo das emissões pois, as emissões de CO e de NO_x variam com o excesso de teor de oxigénio.

Conforme mais excesso de ar entra na fornalha, mais combustível é queimado até que é alcançada a combustão completa. Maiores quantidades de ar em excesso criam menores quantidades de CO mas também causam mais perdas de calor. Uma vez que a perda de calor e as emissões de CO afetam a eficiência de combustão, é importante controlar e monitorizar o excesso de ar e os níveis de CO para assegurar a melhor eficiência de combustão possível.

As emissões de CO , no entanto, têm um mínimo a um certo teor de O_2 (baixo) de gases de combustão. Para baixos teores de O_2 , as emissões de CO aumentam drasticamente, enquanto para elevados teores de O_2 o teor de CO aumenta de forma mais gradual. Para uma determinada central, o teor de O_2 que corresponde às emissões mínimas de CO dependerá de fatores tais como a humidade do combustível, condições de combustão, pré-aquecimento do ar, etc. Injeção mais eficiente do ar secundário (melhor mistura) geralmente muda esse ponto mínimo de emissões de CO no sentido de menor teor de O_2 .

O aumento do conteúdo de oxigénio nos gases de combustão permite o aumento das emissões de NO_x . Muito provavelmente esta é uma consequência direta do aumento da disponibilidade de O_2 para a reação de formação do NO . Embora a formação de NO é conhecido por ser fortemente dependente da temperatura - e a temperatura diminui com o aumento da proporção de ar em excesso -

a dependência de O_2 aparentemente domina. Outros fatores, tais como o fluxo de calor libertado na grelha, o pré-aquecimento do ar, o teor de azoto do combustível e do tamanho das partículas também afetam as emissões de NO_x [13].

Deve notar-se que o excesso de ar influencia não apenas as emissões de NO_x e CO , mas também a combustão completa do combustível e a estabilidade da combustão.

Em geral, a operação bem-sucedida a um baixo excesso de ar requer uma alimentação de combustível e distribuição uniforme, uma mistura eficiente de voláteis e ar (sistema de ar secundário) [13].

Para a queima em grelha, um excesso de ar para combustíveis como a biomassa são normalmente configurados para 25% ou mais. A repartição do ar primário e secundário tende para ser 40/60 em caldeiras modernas enquanto em caldeiras antigas normalmente se utilizava 80/20, o que deixa muito mais liberdade para fornecimento de ar secundário [7].

2.4.4 Estagiamento de ar

A realização de estagiamento de ar na caldeira pode ser utilizada para otimizar a mistura e a combustão no interior da fornalha e, conseqüente, melhorar a eficiência, reduzir as emissões, como também reduzir a deposição e corrosão na caldeira.

Nesta técnica, a zona de combustão primária da chama é mantida em condições ricas para reduzir a concentração de oxigénio, sendo o restante ar introduzido a jusante. Este ar secundário fornece oxigénio para completar a queima do combustível e oxidar o CO em CO_2 , criando uma segunda zona de combustão. Uma vez que existe pouco combustível nesta zona, a temperatura de chama é baixa. A produção de NO_x é assim reduzida nas duas zonas pela redução do oxigénio numa delas inibindo a formação de NO_x via mecanismo do combustível e da temperatura da chama na outra dificultando assim a formação de NO_x via mecanismo térmico.

Várias elevações de grandes injetores de ar secundário permitem aumentar a penetração do ar e a mistura, melhorando a combustão [15].

Combustíveis com alto teor de humidade, como já foi explicado anteriormente, causam um aumento das emissões devido à combustão ser incompleta e segundo B. Staiger et al. [24] é

necessário mais ar primário para diminuir os produtos da combustão incompleta, impedindo assim, a implementação do estagiamento do ar de combustão na caldeira.

2.4.5 Recirculação dos gases de combustão

A recirculação dos gases de combustão é uma das técnicas mais eficientes de redução das emissões de NO_x térmico. Esta técnica tem como objetivo a redução da temperatura no interior da fornalha e consiste no reenvio dos produtos resultantes da combustão para o interior da fornalha (zona da chama) o que faz com que seja reduzida a quantidade de oxigénio na zona primária da caldeira e, portanto, aumenta assim o caudal mássico de gases a ser aquecidos no interior da fornalha. Este fenómeno de redução da temperatura deve-se aos produtos de combustão possuírem um calor específico superior ao do ar e assim, para o mesmo calor libertado, quando os gases são recirculados aumentam o calor específico no interior da caldeira o que leva a um decréscimo da temperatura no interior da fornalha o que irá diminuir permitindo que a formação de NO_x devido às altas temperaturas seja reduzida.

Para a redução eficaz de NO_x por meio desta técnica é necessário injetar o gás de recirculação de combustão no local certo, de tal modo que a redução da temperatura é conseguida antes da conclusão da combustão e permita também uma melhoria da mistura dos produtos de combustão [13]. Por outro lado, a recirculação permite também diminuir o risco de *slagging* e sinterização de partículas/cinzas [33], [34].

Devido ao alto teor de sílica e abrasividade das cinzas volantes, sistemas de reinjeção não são frequentemente utilizados pois é necessário equipamentos que permitam a recolha destes materiais antes de fazer a recirculação porque se não custos de manutenção da central vão aumentar devido aos problemas que passarão a existir. Uma vez que o teor de carbono é geralmente maior do que o de cinzas volantes, um coletor mecânico de poeira é utilizado para recolher a fração de cinzas volantes maior e reduzem o conteúdo do teor de carbono e a tendência para incêndios no equipamento de limpeza do gás de combustão [15].

2.5 Revisão da Literatura

O controlo da eficiência do processo de combustão é essencial numa central termoelétrica. No entanto, a combustão da biomassa é um processo complexo e que envolve simultaneamente escoamento dos produtos de combustão, reações químicas e transferência de calor e massa [1].

No âmbito da modelação de fornalhas a biomassa, nas últimas décadas, ferramentas CFD têm-se tornado cada vez mais utilizadas na otimização do processo de combustão, e tornaram-se também essenciais no projeto e análise das condições operação de caldeiras.

Deste modo, a simulação numérica dos sistemas de combustão pode ser útil para analisar diferentes condições de trabalho e estimar diferentes variáveis como por exemplo: a temperatura, velocidade e frações mássicas dos produtos de combustão dentro de todo o domínio que se pretende estudar. Mas, dada a complexidade do fenómeno de combustão da biomassa, a aplicação de CFD torna-se difícil. Para uma modelação bem-sucedida da combustão em fornalhas a biomassa é necessário criar vários submodelos apropriados para simular a combustão que ocorre dentro da fornalha como por exemplo: evaporação da humidade, reações homogéneas e heterogéneas, escoamentos turbulentos e transferência de calor por radiação. O tempo computacional e a precisão dos resultados da modelação são afetados pela complexidade destes fenómenos.

Portanto, a modelação de uma caldeira de biomassa envolve a simulação da combustão do combustível sólido e, ao mesmo tempo, as reações de fase gasosa dentro da fornalha imediatamente acima do leito de combustível. Normalmente, a modelação da fase gasosa é realizada utilizando *softwares* CFD comerciais uma vez que estes têm incorporado grandes capacidades que facilitam a modelação da fase gasosa. No entanto, no caso da combustão do combustível sólido, os seus recursos são limitados.

De acordo com Chaney et al [6] e Khodaei et al [35], três principais abordagens são comumente utilizadas para utilizar CFD na modelação de caldeiras de biomassa de leito fixo. A disponibilidade de dados experimentais com qualidade é essencial e, quando combinada com a modelação CFD, permite a obtenção de resultados relevantes em termos de otimização do processo de combustão. Assim, uma abordagem simples é a utilização de medições experimentais - de

temperatura, velocidade e de concentração de espécies ao longo da grelha - na parte superior do leito, como condições de entrada para o programa CFD [36].

A segunda abordagem é mais complexa e consiste em separar o volume interior da fornalha do leito, onde a biomassa é queimada, e no *freeboard* (espaço acima do leito), onde os voláteis são libertados após a combustão das partículas de biomassa e reagem com o ar secundário de modo a ter uma combustão completa. Desta forma, quando a biomassa é queimada, é necessário o desenvolvimento de um submodelo separado que calcula a velocidade, temperatura e espécies libertadas na parte superior do leito de combustível e, em seguida, o *software* CFD é acoplado com o modelo de combustão do leito de biomassa. O fluxo de radiação emitido pela chama e pelas paredes da fornalha para o leito de combustível, é utilizado como entrada no modelo de combustão do leito de biomassa para a próxima iteração para determinar as condições de entrada no domínio CFD [37].

Finalmente, uma última abordagem que pode ser mais rápida a convergir quando comparada com as outras acima resumidas. Nesta abordagem, Funções Definidas pelo Utilizador (UDF), que essencialmente calculam as interações entre as fases sólida e gasosa, são utilizadas juntamente com programas CFD para simular a fase gasosa. Tais funções descrevem os processos de secagem, desvolatilização e combustão do resíduo carbonoso [38].

Contudo, a modelação da combustão da biomassa numa caldeira não é fácil. Modelos adequados de leito fixo são necessários e são, em seguida, acoplados com códigos CFD como ANSYS Fluent®. Vários investigadores têm desenvolvido modelos dedicados à otimização de fornalhas de biomassa, utilizando códigos diferentes para a modelação da decomposição térmica na grelha.

Thunman et al [39] simularam a combustão numa caldeira de 31 MW com grelha que produz água quente para a rede de aquecimento urbano de Trolhattan. Um modelo para a combustão do leito de combustível sobre uma grelha móvel foi desenvolvido e acoplado a um programa CFD para a combustão e o escoamento dos produtos de combustão no interior da fornalha. Resultados aceitáveis foram obtidos para o escoamento dos produtos de combustão e para as reações das principais espécies em toda a fornalha.

Klasen e Gorner [40] utilizaram submodels matemáticos simples desenvolvidos pelo *Institute of Environmental Process Engineering and Plant Design* para a combustão heterogénea dos resíduos sólidos. O modelo foi validado e a diferença entre os dados experimentais e previstos foram muito

satisfatórios. A potência térmica é definida como o integral da função geração do calor sobre a grelha. O perfil de libertação de calor ao longo da grelha e os voláteis emitidos a partir dos resíduos são uma função da distância axial da entrada de resíduos e a concentração do oxigénio são descritas por um perfil oposto sobre a grelha. Neste estudo foi assumido que o carbono reage para 70% de dióxido de carbono, 15% de monóxido de carbono, 15% de hidrocarbonetos (C_xH_y) e o hidrogénio reage com o vapor de água de 80% e 20% de hidrocarbonetos. O perfil de temperatura e concentração de espécies ao longo da grelha são utilizados para a simulação tridimensional de fase gasosa com *Fluent®*.

Larfeldt et al.[41] apresentaram um estudo sobre o efeito da humidade da biomassa na previsão da distribuição de temperatura e espécies numa caldeira com grelha de 20 MW. Foram simulados dois casos, um caso com um teor de humidade de 40% e outro caso com 60% de humidade, não alterando as outras condições de operação da fornalha. Os resultados da simulação indicam, claramente, que o maior teor de humidade no leito de combustível conduz a uma diminuição do valor d temperatura da fornalha (cerca de 200 K para os casos simulados). Assim, um tempo de combustão maior do leito de combustível é necessário de modo a obter o mesmo nível de combustão completa.

Scharler e Obernberger [42] utilizaram um modelo empírico para a decomposição térmica da biomassa derivado para o cálculo de fluxos de massa e de energia que entram a partir do leito de combustível na grelha na fase gasosa, formando as condições de entrada para cálculos CFD subsequentes da câmara de combustão de uma fornalha com grelha móvel. Parâmetros de conversão com base em suposições e literatura publicada são definidos, a fim de calcular a concentração local das espécies diferentes nos produtos de combustão libertados do leito de combustível ao longo da grelha.

Relativamente à modelação numérica da fase gasosa, foi realizado um caso de estudo sobre a otimização da geometria das câmaras de combustão e injetores de ar secundário através da modelação CFD. Resultados dos cálculos CFD mostraram um potencial considerável para a otimização da geometria da fornalha e injetores de ar secundário em relação à mistura de combustível e ar.

Scharler et al. [43] estudaram a influência do estagiamento de ar e recirculação dos gases de combustão na combustão completa dos gases, bem como nas condições de mistura e distribuição de temperatura. Este estudo foi realizado através de simulações numéricas numa fornalha a biomassa.

Os cálculos CFD revelaram um potencial considerável para otimizar a mistura de gases de combustão não queimados com ar através do estagiamento de ar e recirculação dos gases de combustão de forma adequada. Além disso, a distribuição e controlo de temperatura nas câmaras de combustão pode ser melhorada de forma a evitar *slagging* (escória) e *fouling* (deposições).

No caso em que foi simulada a recirculações dos produtos de combustão, os resultados mostraram que o aumento do caudal de recirculação de gases de combustão conduz a uma diminuição significativa da concentração de CO calculadas na saída do forno (cerca de 40% em comparação com o caso de referência) e a uma redução dos picos de temperatura, e pode, portanto, ser recomendado para melhorar as condições de mistura de gases combustíveis e ar.

Além disso, Scharler et al. [43] refere que diminuindo a quantidade de ar primário existem picos de temperatura mais elevados, devido a uma maior concentração de gases de combustão não queimados libertados a partir do leito de combustível da biomassa. Deste modo, a quantidade de ar primário não deve ser demasiado baixo, pois pelo ocorrerão temperaturas mais elevadas na fornalha e maior concentração de CO apesar da maior quantidade de ar secundário (para um excesso de ar constante).

Frey et al [36] realizaram medições no interior de uma fornalha de escala piloto, monitorizando as temperaturas e retirando amostras de produtos de combustão gasosos ao longo da grelha e, em seguida, estes dados dos perfis de temperatura axial do gás de combustão, bem como os fluxos de gás e a composição dos gases de combustão ao longo da grelha servem como entrada para modelar a fase gasosa acima da leito dentro da fornalha pelo *software* ANSYS Fluent®.

Kaer [44] utilizou um código autónomo para proporcionar as condições de fronteira para a análise CFD de uma caldeira a palha de 33 MW. O resultado do código são perfis de frações mássicas dos produtos de combustão ao longo da grelha, na parte superior do leito, que são posteriormente utilizados como condições de entrada para a análise CFD. As medições de temperatura e das concentrações dos gases apresentaram boa concordância quando comparados com o código autónomo. O autor refere ainda que, devido à má mistura no interior da fornalha, grandes quantidades de cinzas volantes e de carbono não queimado são formados durante a combustão da biomassa.

Ryu et al [45] e Yang et al [46], [47] utilizaram um código (*Fluid Dynamic Incinerator Code - FLIC*) desenvolvido pela *Sheffield University Waste Incinerator Centre* para modelar a combustão do

leito. Este código é um código de computador interativo, que foi desenvolvido para satisfazer a necessidade do conhecimento detalhado dos processos de incineração sobre uma grelha em movimento através da resolução de equações de conservação relevantes dos processos. Em seguida, os resultados são exportados para o Fluent® como entradas para outros cálculos dos processos no interior da fornalha. Os resultados da modelação mostraram razoavelmente boa concordância quando comparados com os resultados das medições.

Klason e Bai [26] apresentaram um estudo computacional do processo de combustão de pellets de madeira num equipamento de pequena escala. Os autores desenvolveram um modelo para a combustão de pellets e estudaram o efeito de ar secundário na formação de NO e CO. Os resultados mostraram que a combustão do pellet é influenciada pela turbulência do fornecimento de ar secundário e deste modo, a mistura turbulenta fornecida pelo fornecimento de ar completa a combustão da matéria volátil. A turbulência gerada a partir dos jatos de ar tem uma influência significativa sobre a taxa de mistura do ar com os voláteis. Elevada turbulência do fluxo de ar gerada pelas entradas de ar de alta velocidade pode acelerar o processo de combustão e gerar temperaturas mais elevadas na fornalha.

Yin et al [48] apresentaram os esforços na direção de um modelo CFD confiável para diagnóstico e otimização de uma caldeira de 108 MWth, bem como para a conceção de novas caldeiras. Foi realizada uma análise de sensibilidade para avaliar a importância relativa dos diferentes fatores na análise CFD da caldeira de grelha e as medições foram efetuadas no interior da caldeira (temperaturas de gases locais, concentrações e o crescimento de depósitos). Um modelo de base foi definido e mostrou um acordo geral aceitável com os dados medidos, indicando que o modelo de base é aplicável na otimização da caldeira e de criação de novas caldeiras com grelha. A análise CFD foi realizada através do código comercial *Fluent*®. A metodologia utilizada para simular o processo de combustão de biomassa na caldeira consiste em separar o leito onde há combustão de biomassa e a zona acima do leito (volume interior da caldeira), onde terá lugar as reações da fase gasosa.

Jorgensen et al. [31] utilizaram a simulação CFD para a análise e desenvolvimento de um novo *design* de uma caldeira. O novo *design* foi desenvolvido para melhorar o desempenho dos sistemas de ar das caldeiras e, envolve a remoção dos arcos opostos e substituindo os numerosos injetores pequenos de ar por um número menor de injetores de penetração controlada. Para acomodar o aumento do fluxo de ar por meio de um número reduzido de injetores, foram utilizados injetores

maiores. Injetores de pequenas dimensões limitam a penetração dos jatos de ar para o interior da fornalha e, isto pode levar a uma mistura inadequada dos produtos de combustão com o ar.

Com a simulação CFD foi possível observar que os novos injetores penetram a profundidade completa da fornalha e o fluxo dentro da fornalha pode ser controlado mais facilmente produzindo um fluxo mais uniforme em toda a fornalha. No que diz respeito às concentrações dos poluentes, a simulação numérica permitiu observar que concentração de CO no desenho original diminui rapidamente abaixo dos arcos porque todo o ar necessário para a combustão é introduzido nessa região da fornalha. Por sua vez, a concentração de CO para o novo *design* diminui gradualmente uma vez que o ar é injetado gradualmente ao longo do comprimento da caldeira.

Por outro lado, os resultados obtidos por Jorgensen et al. [31] indicaram que o novo *design* proporciona uma redução razoável na emissão de NOx uma vez que os processos de combustão de vários estágios fornecem duas zonas distintas onde os gases de combustão estão em condições sub-estequiométricas. Estas condições levam à diminuição da produção de NOx. O projeto original carece de qualquer zona de redução. Ao reduzir o NOx, este novo *design* vai reduzir o custo associado com o controle de NOx para níveis de conformidade futuras.

Porteiro et al. [49] apresentaram uma simulação CFD de uma caldeira doméstica a pellets. Os autores utilizaram um código autónomo que calcula o comportamento do leito e fornece as condições de entrada para a análise CFD num código disponíveis comercialmente CFD - Fluent® e assumido que a combustão homogénea dos gases de combustão gera um forte fluxo de radiação que induz a decomposição da biomassa no leito. Assim, para calcular as entradas do modelo da fase gasosa, tais como a temperatura do gás, a concentração de espécies e velocidades, o modelo usa a radiação incidente.

A análise CFD mostrou que a interação das partículas no leito e a pobre mistura dos gases na fornalha são os principais fatores que levam à alta emissão de poluentes. Neste trabalho, a composição exata dos gases de combustão emitidos a cada temperatura é obtida por um modelo proposto por Thunman et al [50].

Jin et al. [51] realizaram simulações CFD para avaliar os efeitos das propriedades da biomassa na combustão. A análise realizada pelo autor apresenta que o teor de humidade do combustível, tamanho das partículas e a volatilidade da combustível têm impactos mais significativos sobre a

combustão de biomassa. O autor afirma, depois de ter simulado três casos diferentes onde variou a humidade até um máximo de 30%, que o alto teor de humidade e o grande tamanho das partículas levam a um atraso da combustão, aumentando a possibilidade de descolamento da chama e combustão incompleta. Isto deve-se à energia necessária para a vaporização da humidade e depois a ocorrência das reações químicas torna-se mais demoradas devido à baixa temperatura.

Rajh et al [33] apresentara uma modelação CFD da combustão de resíduos de madeira numa caldeira com grelha de 13 MW. A conversão dos resíduos no leito de combustível é modelada por um modelo empírico de leito 1D, com base no caudal de alimentação e a composição dos resíduos da madeira, o fluxo do ar primário, que é misturado com os gases de combustão recirculados na parte inferior da fornalha e o fluxo de calor por radiação incidente na parte superior do leito de combustível.

O modelo do leito fornece perfis de temperatura, concentrações de espécies e velocidade dos produtos e combustão que saem do leito de combustível no interior da fornalha e, que servem como as condições de entrada da grelha para a simulação CFD.

Com base nas taxas de conversão do combustível esperados e estimados como uma função da posição longitudinal sobre a grelha, os produtos do combustível libertados do leito de combustível no interior da fornalha podem ser calculados a partir dos balanços de calor e massa.

A análise CFD revela que a fornecimento de ar secundário e terciário pode ser otimizado e melhorado, a fim de alcançar uma melhor eficiência da central.

Nussbaunner et al [52] utilizou um modelo transiente unidimensional para calcular a conversão do combustível, que é uma adaptação do modelo de T. Klasen e K. Gerner [40]. Os gases resultantes da pirólise foram modelados como função do excesso de ar local sobre a grelha e a temperatura local foi calculada a partir do balanço de energia. Assim, os perfis de temperatura no topo do leito de combustível são utilizados como condições iniciais para a simulação do fluxo de fluido no ANSYS CFX de uma caldeira de 1.2 MW.

Assim, como já foi referido, a modelação da combustão em fornalhas a biomassa exige a modelação da decomposição térmica da biomassa na grelha e a modelação das reações dos produtos de combustão no interior da fornalha resultantes do processo anterior.

3. INSTALAÇÃO EM ESTUDO

Neste capítulo é apresentado o objeto de estudo, a central termoelétrica de Mortágua. Inicialmente é descrito o processo de produção de energia elétrica na central desde a receção da biomassa até à saída dos gases de combustão pela chaminé. Posteriormente, é realizada uma descrição de todos os parâmetros de maior importância para o processo de combustão. Por último, é apresentado um trabalho experimental realizado na central de modo a verificar a influência do ar primário no processo de combustão.

3.1 Central Termoelétrica de Mortágua

O cumprimento das metas de energia em relação ao uso de energias renováveis tem sido um forte incentivo para o desenvolvimento de centrais térmicas que utilizam a biomassa. Uma vez que estas instalações operam com resíduos de baixo valor, esta orientação tem também recebido um forte incentivo pela busca de reduzir a quantidade de combustível na floresta e reduzindo o risco de incêndio. Esta questão é um grande problema em climas secos. Embora, inicialmente, o número de centrais planeadas para Portugal era muito grande, o número real de unidades em funcionamento é pequena. A primeira central deste tipo a entrar em produção em Portugal foi a central termoelétrica de Mortágua.

Esta central (figura 3.1) é diferente da maioria das outras centrais desta tecnologia existentes no país pois, o combustível utilizado é resíduos florestais resultantes da limpeza das matas presentes nas proximidades.



Figura 3.1 Instalação em estudo [53]

Situada no concelho de Mortágua, distrito de Viseu, esta central está embebida na floresta o que é uma vantagem pois assim os custos do transporte da matéria-prima são menores. Deste modo, a central permite a valorização do elevado potencial energético da zona centro de Portugal com a consequente contribuição para a preservação do ambiente, diminuindo o risco de incêndios e preservando as florestas.

Com início da atividade no ano de 1999, possui uma potência instalada de 10 MVA e uma eficiência global de 26.5%. Foi projetada para operar 7800 horas/ano e entregar aproximadamente 60 GWh/ano à rede elétrica.

A licença de exploração da central de Mortágua é detida pela EDP PRODUÇÃO BIOELÉTRICA S.A., uma parceria entre o Grupo Altri e o Grupo EDP.

Na tabela 3.1 estão listados os dados principais da Central.

Tabela 3.1 Dados principais da central [5]

Dados Principais da Central	
Entrada em serviço	1999
Investimento total	49 M€
Potência total instalada	9 MW
Combustível utilizado	Resíduos Florestais
Gerador de Vapor	
Pressão de vapor (Sobreaquecedor final)	42x10 ⁵ Pa
Temperatura de Vapor (Sobreaquecedor final)	422 °C
Capacidade de Vaporização	39.8 ton/h
Turbina	
Tipo	Condensação
Modelo	C634AR
Pressão de escape	0.08 bar
Número de extrações	2
Velocidade	7500 rpm
Alternador	
Potência	9 MW/10 MVA
Velocidade	1,500 rpm
Tensão/Frequência	6 kV/50Hz
Transformador	
Potência aparente	10 MVA
Razão de transformação	60/6 kV

3.1.1 Descrição técnica da central

A produção de energia elétrica a partir da biomassa florestal é considerada um processo sustentável com balanço de emissões de CO₂ nulo, devido à capacidade da biomassa se renovar permanentemente pela fotossíntese das árvores a partir da energia solar, sais minerais do solo, água e CO₂ libertado na atmosfera, desde que devidamente gerido.

A central termoelectrica de Mortágua é a mais antiga deste tipo em Portugal. Esta central funciona de acordo com um ciclo de Rankine Regenerativo (figura 3.2).

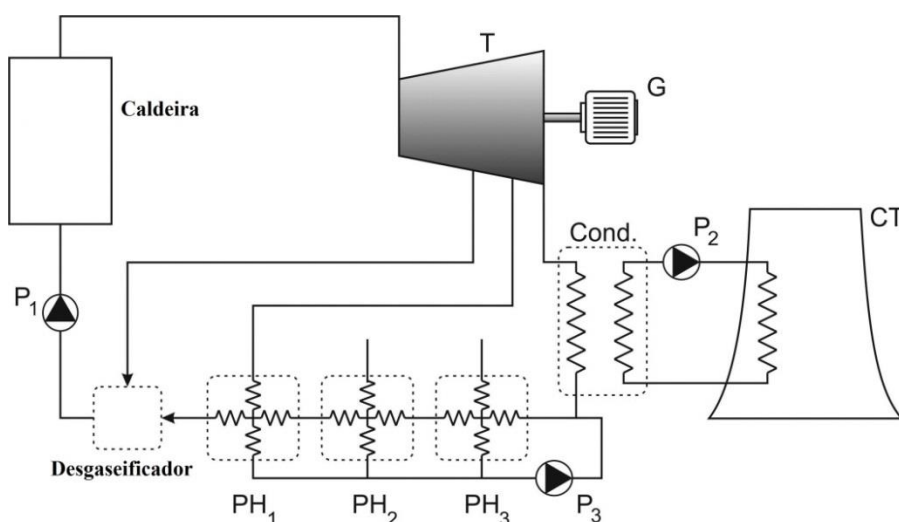


Figura 3.2 Diagrama esquemático da central termoelectrica a biomassa de Mortágua

Este ciclo termodinâmico é constituído por uma caldeira (figura 3.3 (a)), uma turbina/gerador (tipo de turbina: C634AR), um condensador, um desgasificador, além de várias bombas que permitem a circulação do fluido pelos diferentes equipamentos do ciclo, com uma potência total consumida de aproximadamente 200 kW.

O ciclo opera a uma pressão de sobreaquecimento de 42 bar e 422 °C e uma pressão de condensação de 0.08 bar.

A alimentação de biomassa é realizada por uma garra instalada numa ponte rolante automatizada para funcionar de forma autónoma ou, alternativamente, por tapetes rolantes (figura 3.3 (b)). A biomassa é colocada por um destes sistemas na tremonha de alimentação. De referir que a biomassa recebida nas instalações da central é triturada e depois armazenada num local coberto (figura 3.4 (a)) e só depois é que é colocada no tapete rolante.



(a)



(b)

Figura 3.3 (a) Caldeira da central; (b) Alimentação de biomassa para o interior da caldeira

A jusante, existe uma grelha móvel que recebe a biomassa e depois alimenta a grelha vibratória (figura 3.4 (b)), onde ocorre a combustão. Na grelha vibratória, o espaçamento temporal dos ciclos de vibração e a sua duração são configurados pelo operador no sistema de controlo em função das necessidades. Valores típicos destas variáveis são de 2 minutos para o espaçamento entre ciclos de vibração e 2.5 segundos para a duração da vibração da grelha. Também deve ser referido que o controlo da alimentação da biomassa é realizado por dois controladores, um de carga e outro de velocidade de alimentação da grelha.



(a)



(b)

Figura 3.4 (a) Local de armazenamento da biomassa (b) Grelha vibratória da caldeira

A caldeira tem uma potência térmica de cerca de 34.6 MW e a sua eficiência mínima é de 81%. O caudal mássico máximo de referência de biomassa é de 12.2 ton/h para a carga máxima, com uma humidade de referência de 40%. Além disso, a caldeira tem nas suas paredes 78 injetores de ar secundários (39 de cada lado) e 4 injetores para a recirculação dos gases de combustão situados na parede oposta à alimentação de biomassa.

Na caldeira, é gerado vapor de alta pressão que depois é introduzido na turbina de condensação (com extrações), que está diretamente acoplada a um gerador (97% de eficiência). A caldeira também tem queimadores auxiliares a gás natural, que são utilizados em situações de arranque e paragem da central ou se houver uma quebra no fornecimento de biomassa. De referir que na caldeira são produzidos dois tipos de resíduos: escórias e as cinzas. No entanto, pode-se reaproveitar a escória (tudo que não foi queimado) e as cinzas podem ser utilizadas nos solos como fertilizantes.

Os gases de combustão libertados a partir da câmara de combustão têm temperaturas elevadas de aproximadamente 1,000 °C. No seu trajeto até à chaminé para serem libertados para a atmosfera, transferem a sua energia para a água/vapor que circula no interior dos permutadores de calor da caldeira (figura 3.5), para além de passarem num precipitador electrostático de modo a reduzir o conteúdo de partículas nos gases de combustão.

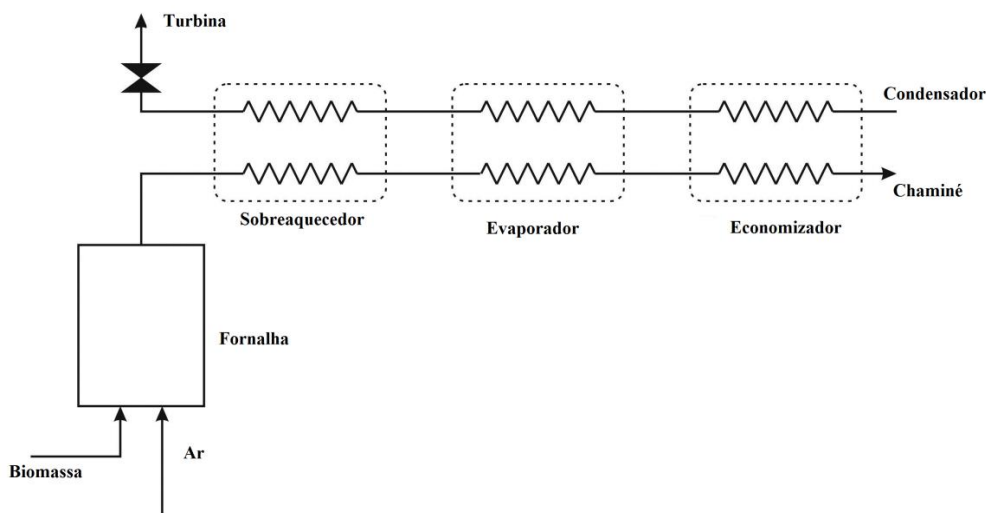


Figura 3.5 Diagrama esquemático da interação entre os produtos de combustão e a água/vapor

Em resumo, os gases de combustão geram o vapor através de três superfícies de transferência de calor separadas antes de serem libertados para a atmosfera. O pré-aquecimento antes da caldeira é levado a cabo em três pré-aquecedores (PH) (que derivam da energia do vapor dos pequenos fluxos de vapor usados na vedação da turbina, drenagens e também de uma saída direta da turbina a 0.4 bar) e no desgaseificador (saída direta a 4 bar). O pré-aquecimento aumenta a temperatura a partir da temperatura de condensação para 143 °C.

A turbina expande o vapor para a pressão do condensador (0.0798 bar). O vapor é então condensado completamente num condensador e a água necessária para a refrigeração do condensador é fornecida pelo circuito de água de refrigeração, com recurso a uma torre de refrigeração (CT). Deve-se também mencionar que a turbina tem duas extrações e o vapor resultante a partir da primeira extração é dirigido para o desgaseificador (4 bar, 1.226 kg/s) e a segunda extração de vapor é utilizada para aquecer a água que foi condensada anteriormente (0.4 bar; 0.498 kg/s); estes valores referem-se a carga térmica nominal. A tabela 3.2 sumariza os principais parâmetros de funcionamento.

Tabela 3.2 Condições de operação da central (@100%)

Condições de operação	Valor
Temperatura de entrada da água de alimentação	143 °C
Temperatura de saída do vapor	422 °C
Pressão de entrada da água de alimentação	48 bar
Pressão de saída do vapor	42 bar
Excesso de ar	40 %
Humidade do combustível	40 %
Poder calorífico inferior do combustível	10,200 kJ/kg

Pode ser observado no Anexo A um desenho representativo da instalação da central contemplando todos os elementos enumerados anteriormente.

3.1.2 Características técnicas da central

Combustível utilizado

O combustível a utilizar na central seria constituído à base de resíduos florestais resultantes da limpeza das matas das espécies florestais existentes na região circundante, especialmente, pinheiro e eucalipto.

No entanto, as dificuldades de abastecimento em resíduos florestais levaram a que houvesse necessidade de utilizar outros tipos de resíduos provenientes do descasque das espécies referidas (cascas de eucalipto e de pinheiro).

O sistema de alimentação de biomassa instalado mostrou-se pouco eficiente no transporte de resíduos florestais de casca de eucalipto, devido a paragens sistemáticas dos sem-fins de transporte por prisões causadas pelos filamentos da casca de eucalipto que enrolavam nos parafusos.

Por outro lado, o sistema de queima comportava uma primeira passagem de queima em suspensão quando o combustível era projetado à saída dos parafusos sem-fim pelo ar secundário sobre a chama do combustível que estava a completar a combustão na grelha vibratória em que este circulava em contra corrente.

Esta configuração não se mostrou adequada para queimar a casca de pinheiro, pois ao ser projetada sobre a chama, esta era sujeita a um aquecimento com rápida secagem e com início de volatilização e de desagregação. As partículas de pequena dimensão, entretanto formadas, podiam ser totalmente queimadas ou parcialmente queimadas.

O processo de queima, em si, origina uma redução da dimensão das partículas o que facilita o seu arrastamento pela corrente ascensional de gases.

Assim, verificou-se que se formava uma quantidade de inqueimados elevada (> 25%), o que periodicamente dificultava o funcionamento dos sistemas de recirculação e de extração de cinzas. Esta

situação obrigava a um funcionamento da central com redução de carga, que chegava a atingir mais de 50%.

Deste modo, foi decidido modificar o sistema de queima para adequá-lo aos combustíveis disponíveis e foi assim, definido um novo combustível de referência que a caldeira modificada seria capaz de processar (60% de resíduos florestais mais 40% de casca de pinheiro).

A modificação introduzida consistiu na alteração do processo de queima, eliminando a queima em suspensão e passando o combustível a ser totalmente queimado na grelha vibratória, em “*mass burning*”.

Para o efeito foram implementadas as seguintes modificações:

- O sistema de alimentação passou a ser por gravidade a partir de uma conduta alimentada por uma tremonha, tendo sido eliminado o sistema de parafusos sem fim;
- Foi introduzida uma grelha móvel que alimenta a grelha vibratória, onde se processa a queima. Esta grelha móvel é alimentada na vertical pela conduta.

Deste modo, a central passou apenas a receber resíduos florestais de eucalipto (80%), e resíduos de outros tipos florestais e de resíduos da primeira transformação da madeira (não contaminada) (20%).

Os parâmetros do combustível e a sua qualidade variam muito ao longo da época do ano e de qual é a sua fonte. A presente análise baseia-se em parâmetros obtidos a partir de um determinado lote de combustível. A tabela 3.3 apresenta a análise elementar do combustível, incluindo o teor de humidade (numa base mássica).

Tabela 3.3 Composição da biomassa (fração mássica)

Variável	Valor
Água	0.35
Carbono	0.3182
Hidrogénio	0.0405
Oxigénio	0.2710
Azoto	0.00
Cinza	0.0203
Enxofre; Cloro	0.00

Alimentação de biomassa para a fornalha

A alimentação de biomassa para a fornalha é efetuada através de uma grelha móvel (acionada por macacos hidráulicos) que introduz o combustível na caldeira, numa grelha vibratória onde ocorre a sua combustão.

O controlo da alimentação de biomassa é realizado por intermédio de dois controladores em cascata, um de carga e outro de velocidade da grelha de alimentação. Para o controlo de carga existem três possibilidades associadas à variável a controlar, nomeadamente pressão de vapor, potência ativa ou caudal de vapor, sendo esta última a mais utilizada. De acordo com o desvio entre a variável a controlar e o valor pretendido (“*setpoint*”), o controlador de carga define dinamicamente um valor de pedido de velocidade para o controlador de velocidade da grelha de alimentação de biomassa. O controlador de velocidade compara este pedido com o valor medido e atua no sentido de eliminar os desvios existentes. Desta forma, o controlo da quantidade de biomassa é realizado indiretamente pelo controlo da velocidade da grelha de alimentação.

Ar de Combustão

O controlo de ar de combustão varia em função da época do ano e em função do tipo de combustível.

Os ventiladores de ar primário e secundário operam em paralelo sendo que o ventilador de ar primário alimenta a caldeira nas zonas inferiores da grelha vibratória e de alimentação enquanto o ventilador de ar secundário alimenta as paredes anterior e posterior da fornalha. De referir que apenas o ar primário da grelha de alimentação tem a possibilidade de ser aquecido por intermédio de um permutador de calor.

O ar primário fornecido para o processo de combustão (grelha de alimentação e grelha vibratória) está dependente da velocidade da grelha de alimentação, mediante uma curva de ar estequiométrico, introduzida na regulação. Esta curva, estabelecida pelo fabricante para condições de biomassa com teores de humidade de 35% a 40%, pode ser alterada pelos operadores, mediante um *offset*. Este *offset* corresponde a deslocar as referidas curvas no eixo das ordenadas. De referir que é possível regular de forma manual o caudal de ar para a grelha vibratória e de alimentação consoante as características da biomassa. No entanto, a grelha vibratória é dividida em três secções, o que permite regular o caudal de ar que é fornecido em cada secção. Deste modo, nos dois primeiros terços da grelha vibratória são alimentados com maior caudal de ar pois é neste local que a maior parte da biomassa é queimada.

Por sua vez, o ar secundário é controlado pela velocidade da grelha e pelo valor de referência de O_2 nos gases de combustão. Este valor, atendendo ao tipo de biomassa, à tecnologia de queima (grelha vibratória) e a um teor de humidade de 35 % a 40%, foi definido pelo fabricante, para a carga nominal, como cerca de 5% (correspondente a um excesso de ar de $\pm 40\%$). Esta curva estabelecida pelo fabricante pode ser alterada pelos operadores, mediante um *offset*. Mas, também é possível regular manualmente o caudal de ar secundário para a caldeira.

Parâmetros de Combustão

Na tabela 3.3 são apresentados os principais parâmetros de combustão utilizados na central para a carga nominal. De referir que muitos destes parâmetros são variáveis conforme as condições de

operação em cada momento. Por exemplo, o controlo da quantidade de biomassa é realizado indiretamente pelo controlo da velocidade da grelha.

Tabela 3.4 Principais parâmetros de combustão

Parâmetros	Valor de Referência
Caudal de Combustível de referência (kg/h)	12,200
Humidade do Combustível (%)	40
Razão estequiométrica ar/Combustível (kg ar/kg biomassa)	3.5
Caudal de ar de combustão (m ³ /h)	46,400
Caudal de ar primário (m ³ /h)	33,150
Caudal de ar secundário (m ³ /h)	13,250
Caudal de ar recirculados (m ³ /h)	9,050
Excesso de ar (%)	40
Percentagem de O ₂ nos gases de exaustão (%)	4.89

Recirculação dos produtos de combustão

É possível fazer a recirculação dos produtos de combustão, que são coletados na tremonha onde estão presentes os evaporadores, através de um ventilador equipado com variador de frequência. No entanto, atualmente está desativada a recirculação dos gases de combustão devido a problemas que ocorreram no passado durante o processo de combustão.

A recirculação dos produtos de combustão é uma tecnologia muitas vezes utilizada em caldeiras para que seja possibilitada uma redução das emissões de óxidos de azoto (NO_x).

Os produtos constituintes da combustão ao serem reintroduzidos na câmara de combustão reduzem a temperatura de combustão. Isto é devido ao calor específico dos produtos de combustão ser muito superior ao calor específico do ar.

Assim sendo, para o mesmo calor libertado, quando os produtos são recirculados aumentam o calor específico do ar de admissão na caldeira, conduzindo a um decréscimo da temperatura no interior da câmara de combustão.

Por outro lado, ao fazer-se esta recirculação, ocorre uma diminuição da concentração de oxigénio na zona de reação o que afeta a formação de óxidos de azoto (NO).

Mas, no processo de combustão da biomassa também são libertadas as designadas cinzas volantes, que irão voltar à câmara de combustão em virtude da recirculação dos gases.

Deste modo, se a recirculação for realizada em excesso, poderá ocorrer uma perda de eficiência do processo de combustão da biomassa, podendo até a chama se extinguir.

Portanto, é possível reduzir substancialmente o NO_x formado, com este sistema, tornando-se contudo necessário regular o volume de gases reinjetados em função da carga da caldeira.

Emissões gasosas

As emissões gasosas da central de Mortágua referem-se, fundamentalmente, a partículas, óxidos de azoto (NO_x) e monóxido de carbono (CO), uma vez que as concentrações de dióxido de enxofre (SO₂) são muito reduzidas, devido à composição química da biomassa apresentar valores reduzidos de enxofre. Deste modo, na tabela 3.4 estão presentes os resultados obtidos num ensaio realizado para verificar se as emissões gasosas da central não ultrapassavam os valores limites de emissão (VLE) e os limiares mássicos.

Tabela 3.5 Resultado das emissões gasosas da central

	Concentração corrigida (mg/m ³)	VLE (mg/m ³)	Caudal mássico (kg/h)	Limiar mássico (kg/h)	
				Min.	Máx.
NO_x	115.5	650	8.3	2	30
CO	95.6	500	6.8	5	100
CO₂	–	–	12,818	–	–

3.2 Análise Energética e Exergética

Mesmo não sendo um dos objetivos da presente dissertação, foi realizada uma análise energética e exergética de modo a entender o processo de conversão de energia na central. Para este procedimento, foram utilizados dados de projeto da central a três cargas (carga nominal, e cargas parciais de 80% e 65%), utilizando o mesmo tipo de combustível, em termos de composição química e poder calorífico. A análise energética e exergética à central são apresentadas de forma mais detalhada no Anexo B.

Os resultados da análise energética demonstraram que a maior parte da perda de energia ocorre no condensador. No que diz respeito à eficiência energética da central termoelétrica, o resultado obtido foi aproximadamente o mesmo para cargas diferentes ($\approx 26\%$).

Por outro lado, os resultados de análise exergética mostraram que ocorre uma considerável destruição de exergia na câmara de combustão, o que é devido à reação química e à grande diferença de temperatura entre a zona principal do queimador e o fluido que sai para a turbina, depois da diluição com o ar. A eficiência exergética da central foi calculada como sendo aproximadamente 22% para todas as cargas térmicas. Em todas as condições analisadas, a caldeira apresenta uma maior destruição de exergia.

Portanto, com estes resultados, é possível afirmar que esforços para melhorar o desempenho da central termoelétrica de Mortágua devem ser direcionados para a melhoria do desempenho da caldeira, porque a energia perdida no condensador é termodinamicamente insignificante devido à sua baixa qualidade. Na caldeira, a destruição de exergia é afetada principalmente pelo excesso de ar utilizado no processo de combustão, a temperatura de ar primário fornecido pela grelha e a humidade da biomassa. Portanto, para minimizar a perda de energia nesse dispositivo, o ar primário e a biomassa devem ser pré-aquecidos para aumentar a temperatura do ar e diminuir a humidade do combustível. No entanto, o excesso de ar para promover a combustão completa da biomassa deverá ser otimizado de modo a que não exista demasiado ar nos produtos de combustão.

3.3 Ensaios aos Registos de Ar Primário

Decidiu-se estudar a influência do caudal de ar primário que é fornecido nas diferentes secções da grelha sobre as emissões gasosas da central. Posto isto, foram realizados alguns ensaios.

Inicialmente, o intervalo de tempo entre os períodos de vibração da grelha estava com um tempo de 3 minutos e com um período de vibração de 3 segundos o que fazia com que não houvesse tempo suficiente para o processo de combustão na grelha se estabilizar. Deste modo, as emissões de CO, nas condições em que se estava a realizar o processo de combustão, apresentavam-se instáveis, oscilando entre um máximo de cerca de 1,114 mg/m³ e um mínimo de aproximadamente 100 mg/m³.

Dadas estas condições, percebeu-se que o tempo entre os períodos de vibração era insuficiente pois, quando as emissões de CO atingiam o seu patamar inferior, a grelha voltava a vibrar e portanto, as emissões de CO tornariam a voltar ao seu máximo. Portanto, alargou-se o período de combustão na grelha sem que houvesse vibração passando de 3 para 10 minutos. Com esta mudança foi possível observar que havia um período maior em que as emissões de CO eram inferiores sendo que voltariam apenas a aumentar apenas quando a grelha voltasse a vibrar.

Foi ainda sugerido aumentar o tempo de queima sem vibração para 15 minutos mas, notou-se que havia uma acumulação de biomassa na primeira secção da grelha o que podia levar à interrupção da central para retirar os aglomerados existentes na grelha apesar do valor médio de emissão de CO emitido entre os períodos de vibração ser menor.

De referir ainda que as emissões de NO_x não apresentaram grandes variações durante os ensaios podendo-se mencionar que apresentavam um valor em média de 200 mg/m³.

Por outro lado, ainda com um espaçamento de tempo de 10 minutos foram realizadas mudanças nos 3 registos de caudal de ar primário fornecido alterando a percentagem de abertura das válvulas.

Inicialmente, a central estava a trabalhar com uma percentagem de abertura no primeiro, segundo e terceiro terço da grelha de 59, 79 e 0% respetivamente. Foi sugerida a alteração para 90% nos dois primeiros terços e manteve-se 0% no último terço da grelha. O que se observou após esta mudança foi que as emissões de CO em média aumentaram.

Portanto, alterou-se para uma configuração de abertura das válvulas nas três diferentes zonas da grelha de 50, 90 e 30%. Com esta configuração de abertura das válvulas observou-se que no último terço da grelha surgiram pequenas chamas fruto do fornecimento de ar no último terço da grelha mas, conclui-se que era desnecessário abrir as válvulas no último terço pois, nesta zona apenas alguma, muito pouca biomassa é queimada e como ao fornecer ar primário na ultima zona se está a reduzir o caudal nas outras zonas, verificou-se que a potência gerada baixou quando comparada com as outras configurações devido à carga também ter baixado.

Assim, comprovou-se que era desnecessário fornecer ar na última zona e decidiu-se fechar a válvula no último terço e manter a percentagem de abertura das válvulas nos outros dois terços da grelha. Desta forma, foi possível obter um aumento da potência.

Os resultados dos testes realizados podem ser observados na figura 3.6. A linha a vermelho representa o valor da medição emissão de CO na chaminé.

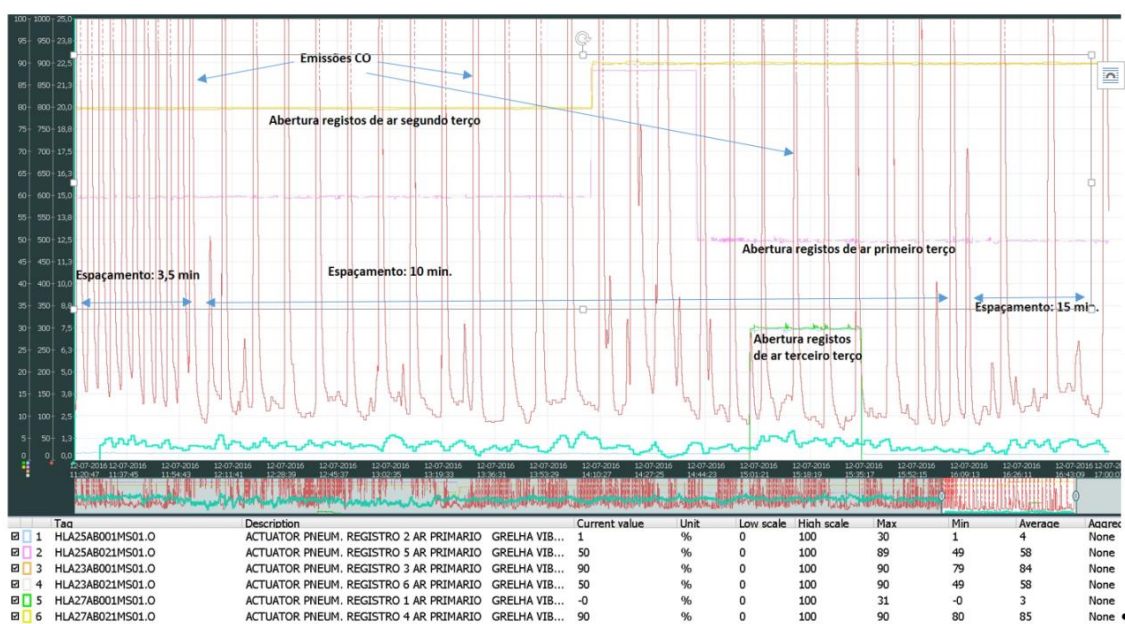


Figura 3.6 Variação das emissões de CO

Pode-se concluir que as experiências realizadas foram bastante importantes e conclusivas pois permitiram perceber que aumentando o espaçamento do tempo de queima na grelha entre os períodos de vibração haverá uma diminuição bastante significativa das emissões de CO. Esta diminuição é

bastante importante pois, a emissão de CO significa energia que é desperdiçada uma vez que não existiu a oxidação do CO de modo a formar CO₂ e portanto a energia que seria libertada nesta reação não foi aproveitada.

É de referir que o tempo de vibração e o tempo entre períodos de vibração deve ser ajustado para se adequar às características dos combustíveis. A ação de vibração pode ajudar a melhorar a distribuição de combustíveis na grelha, fazendo com que os aglomerados de combustível na grelha entrem em colapso e expondo assim as superfícies do combustível ao calor e ao oxigénio para que ocorra uma combustão completa. O período de vibração da grelha faz com que haja mistura das partículas de combustível, e é mostrado que em cada ciclo de movimento grelha haja exatamente uma queda na concentração de oxigénio nos gases de combustão e um aumento na temperatura de saída da fornalha.

Porém, os picos de emissão de CO registados podem ser parcialmente evitados ajustando o ar secundário [54], [55].

Na fornalha, a energia libertada da mistura de elementos combustíveis com oxigénio depende dos produtos finais da combustão. Esta não depende de quaisquer combinações intermediárias que podem ocorrer. Por exemplo, um quilograma de carbono reage com o oxigénio para produzir cerca de 32,796.604 kJ de calor (equação 3.1). A reação pode ocorrer num “passo” (equação 3.1) para formar CO₂, ou, em certas condições, pode demorar dois “passos” (equação 3.2 e equação 3.3).



Neste processo de dois “passos”, CO é primeiro formado, produzindo apenas 9,210.961 kJ por quilograma de carbono. No segundo passo, o CO reage com o oxigénio adicional formando CO₂ e libertando 23,585.643 kJ por quilograma de carbono.

Portanto, se a reação de oxidação de CO não ocorrer, são desperdiçados 23,585.643 kJ por quilograma de carbono [15] ou aproximadamente 10,107 kJ por quilograma de monóxido de carbono.

4. DINÂMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

Este capítulo tem como objetivo introduzir o conceito da dinâmica de fluidos computacional para depois apresentar o programa ANSYS Fluent® e descrever os métodos em que este se baseia para obter resultados numéricos. Assim, são descritas as equações resolvidas pelo *software* que governam o escoamento e os métodos numéricos utilizados para obter resultados. Por fim, é também introduzido o conceito da malha e descrita a utilização do CFD no estudo da combustão e a sua importância neste ramo.

4.1 Introdução à Dinâmica de Fluidos Computacional

Dinâmica de Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD) é uma vertente da Mecânica dos Fluidos que estuda problemas relacionados com a modelação de escoamentos de fluidos, transferência de calor e massa e reações químicas. A sua utilização iniciou-se na década de 70 e baseia-se na solução numérica de um conjunto de equações de conservação fundamentais que governam os fluxos gerais.

Os métodos CFD foram inicialmente desenvolvidos para resolver equações lineares e mais tarde com a evolução dos computadores desenvolveram-se métodos tridimensionais com a possibilidade de resolver problemas não lineares. Previsões à base de CFD são totalmente confiáveis e proporcionam uma previsão qualitativa e quantitativa do escoamento de fluidos por meio da modelação matemática (equações diferenciais parciais) e métodos numéricos (técnicas de discretização e solução).

Todavia, previsões CFD necessitam da verificação e/ou certeza dos dados inseridos e dos modelos selecionados para obter os resultados finais. Assim, para que de fato a simulação seja fiável, isto é, seja uma demonstração da realidade ou próxima desta, deve-se ter em atenção a vários pormenores não cometendo simplificações que possam afetar os resultados finais.

Deste modo, simulações CFD permitem substituir a atividade experimental com algumas vantagens, pois é um método menos demorado e com menores custos, permitindo acesso a

informação completa sobre todo o domínio em estudo e permite também simular à escala real e em condições ideais. Normalmente, simulações CFD são realizadas para estudos conceituais de novos *designs* ou *redesign*, desenvolvimento e otimização de novos produtos/processos e solução de problemas.

No entanto, tem limitações não só relacionadas com a capacidade do computador utilizado, mas também com as aproximações e simplificações que são realizadas e que levam a que seja necessário fazer-se uma validação dos modelos utilizados e dos resultados obtidos.

4.2 Programa de Simulação CFD - ANSYS Fluent

A análise CFD, neste trabalho, é baseada no *software* ANSYS Fluent 16.2. Este programa é utilizado para problemas de escoamentos de fluidos e transferência de calor e está estruturado em torno de algoritmos numéricos capazes de resolvê-los.

Programas de CFD como é o caso do *ANSYS*, possuem três elementos principais: 1) Pré-processamento; 2) *Solver*; 3) Pós-processamento. Nos subcapítulos seguintes passam a ser analisados detalhadamente cada um destes elementos.

4.2.1 Pré-Processamento

O pré-processamento no programa ANSYS consiste na introdução de todos os parâmetros do problema e dos modelos físicos a utilizar, através de uma interface gráfica de fácil utilização, que comunica esta informação ao *Solver* de forma apropriada a ser utilizada.

Esta fase compreende as seguintes ações:

- Definição do domínio computacional (geometria);
- Geração e definição das malhas;
- Seleção dos fenómenos físicos e químicos a serem modelados;
- Definição das propriedades do fluido;

- Definição apropriada das condições fronteiras das células que coincidem com os limites do domínio e restantes condições.

A definição da geometria pode ser realizada diretamente no ANSYS mas pode também ser importada de outros *softwares*, por exemplo o SolidWorks.

A geração da malha consiste na divisão do domínio computacional em pequenos subdomínios, designados por volumes de controlo. A precisão de uma solução CFD é governada pelo número de células da malha. Em geral, uma malha mais refinada, com um maior número de elementos, proporciona valores mais precisos. A precisão de uma solução, e o tempo de cálculo necessário para a realização de uma determinada simulação são dependentes do refinamento da malha. Deste modo, dever-se-á encontrar um equilíbrio entre o número de elementos da malha gerados e o tempo de simulação.

As condições de fronteira são um elemento crítico para as simulações CFD, pois procuram representar condições reais nas fronteiras do modelo computacional. A sua apropriada especificação é de extrema importância para a obtenção de uma solução fiável e precisa.

4.2.2 Solver

O *solver* é o mecanismo responsável pela implementação das técnicas numéricas de solução e aplicação dos algoritmos para resolução eficaz dos problemas físicos. É a parte mais importante de um código de CFD, pois permite a obtenção da solução. De acordo com Versteeg e Malalasekera [56] os métodos numéricos que formam a base do *Solver* realizam os seguintes passos:

- 1.** Integração das equações de conservação do escoamento sobre todos os volumes de controlo do domínio;
- 2.** Discretização envolve a substituição de uma variedade de aproximações para os termos na equação integrada representando o fluxo tais como convecção, difusão e termos fontes. Isto converte a equação integral num sistema de equações algébricas;
- 3.** Solução das equações algébricas por um método iterativo.

Um dos *solvers* do ANSYS é o Fluent. O Fluent utiliza o método dos volumes finitos para a discretização das equações de conservação.

4.2.3 Pós-Processamento

O programa ANSYS Fluent está equipado com ferramentas multifacetadas de visualização de dados, nomeadamente:

1. Visualização da geometria e da malha;
2. Gráficos de vetores;
3. Linhas e gráficos de contornos;
4. Gráficos de superfície;
5. Visualização das linhas de fluxo e trajetórias de partículas;
6. Manipulação de imagem (rotação, translação, escala).

4.3 Formulação do Modelo CFD

4.3.1 Modelo matemático

Determina-se o comportamento de um determinado fluido através das leis de conservação. Portanto, para todos os fluxos, o *software* ANSYS Fluent resolve equações de conservação de massa e momento. Para os fluxos que envolvem transferência de calor, uma equação adicional para a conservação de energia é resolvida. Para fluxos envolvendo mistura de espécies ou reações, uma equação de conservação de espécie é resolvida ou, se o modelo de combustão não pré-misturada é utilizado, equações de conservação para a fração de mistura e a sua variação são resolvidos. As equações de transporte adicionais também são resolvidas quando o fluxo é turbulento.

A previsão do escoamento do fluido envolve a solução simultânea das equações de Navier-Stokes para a conservação do momento, juntamente com as equações de conservação de massa (continuidade) em cada uma das direções relevantes [57].

Equações de conservação para a entalpia (energia) e espécies químicas também podem ser adicionadas, permitindo a simulação da combustão. Estas equações são geralmente expressas como um sistema de equações diferenciais parciais. A equação para uma propriedade conservativa Φ é escrita na seguinte forma:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u} \Phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \Phi) + S_{\Phi} \quad (4.1)$$

O primeiro termo representa variações de Φ com o tempo (termo transiente) e é zero para simulações em estado estacionário. Por sua vez, o segundo termo representa o transporte convectivo, daí a velocidade \mathbf{u} que aparece neste termo. Os termos do lado direito representam o transporte difusivo e o termo fonte respetivamente. Γ é o coeficiente de difusão efetivo. O termo fonte S_{Φ} responsável pela geração ou perda de Φ para outros meios. Por exemplo, onde a propriedade conservada é a entalpia, S_{Φ} pode ser igual à libertação de energia devido à combustão.

De seguida são apresentadas as equações de conservação que regem o escoamento de fluidos.

Equação de Conservação de Massa

A variação temporal da massa num volume de controlo fechado é igual à soma da massa que é transportado ao longo dos limites do domínio e a massa que é removida ou adicionada no interior do volume de controlo por unidade de tempo.

A equação da continuidade, ou equação de conservação da massa, descreve a alteração local da massa volúmica ρ por causa da densidade de fluxos através das superfícies do volume de controlo e pode ser expressa pela Equação (4.2):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (4.2)$$

onde ρ é a massa volúmica, \vec{v} o vetor de velocidade e S_m é o termo fonte que representa a massa adicionada à fase continua por exemplo a partir da segunda fase dispersa (por exemplo, devido à vaporização das gotículas de líquido) e de quaisquer fontes definidos pelo utilizador.

A Equação (5.2) é a forma geral da equação de conservação da massa e é válida para fluxos incompressíveis, bem como fluxos compressíveis.

Equação de Conservação do Momento

A alteração temporal do momento num volume de controlo fechado é igual à soma das forças de volume, (tipicamente o efeito da gravidade), as forças de superfície F (tipicamente os efeitos de pressão e viscosidade), o fluxo do momento através das fronteiras do volume de controlo e o momento que sai ou é produzido dentro do volume de controlo por unidade de tempo.

A equação de Navier-Stokes, na sua forma diferencial, pode ser expressa pela Equação (4.3):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4.3)$$

onde p representa a pressão estática, $\rho \vec{g}$ a força gravitacional e \vec{F} as forças externas do corpo.

No entanto, \vec{F} também contém outros termos fonte dependentes do modelo, tais como por exemplo o meio poroso.

O tensor de tensão, $\bar{\tau}$, (grandeza matemática de vários componentes definidos no âmbito da geometria vetorial e linear) é dado pela Equação (4.4):

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (4.4)$$

onde μ representa a viscosidade molecular, I é o tensor de unidade, e o segundo termo no lado direito é o efeito da dilatação de volume.

Equação de Transporte de Espécies

A equação de conservação para espécies químicas tem a seguinte forma geral, dada pela Equação (4.5):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\vec{v} Y_i \rho) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (4.5)$$

onde R_i é a taxa de produção de espécies por reação química, S_i é a taxa de criação através da adição da fase dispersa mais qualquer fonte definida pelo utilizador e \vec{J}_i é o fluxo de difusão de espécies i .

Esta equação será resolvida para $N-1$ espécies, onde N é o número total de espécies químicas presentes no sistema.

Equação de Conservação da Energia

A equação de conservação da energia é representada pela Equação (4.6):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (4.6)$$

onde k_{eff} é a condutividade efetiva, \vec{J}_j é o fluxo de difusão de espécies j .

Os primeiros três termos à direita, representam a transferência de energia devido à condução, difusão de espécies e dissipação viscosa, respetivamente. S_h inclui o calor da reação química, e quaisquer outras fontes de calor que se pode definir.

Por outro lado, obtém-se E pela Equação (4.7):

$$E = h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (4.7)$$

onde a entalpia é definida para um gás ideal pela Equação (4.8):

$$h = \sum_j Y_j h_j \quad (4.8)$$

e para um fluxo incompressível através da Equação (4.9):

$$h = \sum_j Y_j h_j + \frac{p}{\rho} \quad (4.9)$$

No entanto, Y_j representa a fracção mássica da espécie j e h_j é definido pela Equação (4.10):

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT \quad (4.10)$$

4.3.2 Método de solução

Nesta secção são descritos os métodos numéricos e algoritmos de resolução utilizados pelo Fluent neste trabalho, passando pela discretização, acoplamento e critérios de paragem.

Discretização

Para obter uma solução aproximada numericamente é necessária a utilização de métodos de discretização que aproximem as equações diferenciais por um sistema de equações algébricas que poderão ser posteriormente resolvidas por um computador. Assim, a exatidão de uma solução numérica está dependente da qualidade do método de discretização utilizado [58]. O método dos volumes finitos é o utilizado pelo Fluent para a discretização do domínio.

Neste método, o domínio de solução é dividido num número finito de volumes de controlo, e as equações diferenciais de conservação são aplicadas e integradas em cada volume criado pela malha computacional. No centro de cada volume de controlo está presente um nó computacional, no qual são calculados os valores das variáveis, sendo os valores das variáveis nas superfícies dos volumes de controlo obtidos por interpolação em função dos valores nodais. Este método pode ser aplicado a qualquer tipo de malha e por isso adapta-se a geometrias complexas.

Acoplamento

As equações que governam o escoamento e que já foram referidas nas secções anteriores, no *software* ANSYS Fluent® são resolvidas através de dois métodos numéricos: *Pressure-based* e o *Density-based* [59].

Ambos os métodos podem ser utilizados para uma grande variedade de aplicações mas, há casos em que uma formulação apresenta melhor desempenho.

No primeiro caso o método foi desenvolvido com o intuito de análise de escoamentos incompressíveis de baixas velocidades. Por sua vez, o método *density-based* destina-se essencialmente a escoamentos compressíveis de altas velocidades.

Os dois *solvers* diferem na maneira como as equações da continuidade, momento, energia e espécies são resolvidas. Apesar de em ambos os casos, o campo de velocidades ser obtido através das equações do *momentum*, estas são utilizadas de forma diferente. O método *density-based* utiliza-as para obter o campo de massa específica, sendo o campo de pressões determinada pela equação de estado. Por outro lado, o *Pressure-based* determina o campo de pressões através da correção da pressão obtida pela manipulação das equações de continuidade e do *momentum* [59].

O método *Pressure-based* é o método selecionado para as simulações numéricas. Deste modo, será dado mais ênfase a este solver.

O algoritmo utilizado no método selecionado, para obter a solução pertence a uma classe mais ampla designada de métodos de projeção [56]–[59].

No modelo de projeção ao resolver uma equação de pressão é alcançada a restrição da conservação da massa do campo de velocidades. Esta equação deriva das equações da continuidade e do *momentum*, de tal forma que o campo de velocidades, corrigido pela pressão, satisfaz a continuidade. Dado que as equações que governam o escoamento são do tipo não lineares e acopladas entre si, o processo de solução é iterativo. Portanto, o sistema de equações de governamento é resolvido repetidamente até que a solução convirja.

O ANSYS Fluent® para a resolução de processos iterativos possibilita dois tipos de algoritmos: *Segregated* e o *Coupled*.

No algoritmo *segregated* as equações são resolvidas sequencialmente. Devido a esta particularidade, o algoritmo requer menos memória de utilização, visto que as equações discretizadas só necessitam de serem armazenadas uma de cada vez. Contudo, devido às equações terem de ser segregadas e desacopladas em cada iteração, a convergência da solução é relativamente lenta.

Por outro lado, o algoritmo *coupled*, resolve um sistema de equações acopladas que compreendem as equações do *momentum* e a equação de continuidade à base de pressão, numa só iteração. Assim, é reduzido um dos passos do algoritmo *segregated*, onde o cálculo da correção da pressão e as equações do *momentum* são separadas.

A convergência da solução com o algoritmo *coupled* é melhorada pelo facto das equações do *momentum* serem resolvidas de uma maneira estreitamente acopladas. Porém, a exigência de memória é de aproximadamente duas vezes mais elevada que o algoritmo *segregated*, visto que o sistema com todas as equações da continuidade, *momentum* e de pressão, é armazenado na memória durante a solução para os campos de velocidade e de pressão.

No método numérico *Pressure-based*, a linearização é feita por uma formulação implícita, onde o valor desconhecido de uma dada variável num ponto é calculado usando uma relação que inclui tanto os valores conhecidos como as incógnitas dos elementos vizinhos. Assim aparece cada incógnita em mais do que uma equação e torna-se necessário a resolução simultânea.

Desta resolução, resultará um sistema linear de equações com uma equação por cada elemento do domínio. Por exemplo, a equação de balanço da quantidade de movimento numa determinada direção é linearizada para produzir um sistema de equações em que a velocidade é a incógnita. A solução deste sistema de equações fornece um campo de velocidade atualizado.

De referir que no método *Pressure-based* o campo de uma determinada variável é calculado considerando todos os volumes de controlo do domínio ao mesmo tempo. Passando somente depois para o cálculo de outra variável.

O método *Pressure-based* permite seleccionar qual o método de acoplamento entre a pressão e a velocidade. O *ANSYS®* possibilita a seleção de um dos seguintes algoritmos: *SIMPLE*, *SIMPLEC* e *PISO* que utilizam o algoritmo *segregated* e ainda o *Coupled*, que tal como o nome indica, baseia-se no algoritmo *coupled* [59].

O algoritmo de acoplamento, entre a pressão e velocidade mais usual e, adotado para as simulações da presente dissertação, é o *SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)*. O algoritmo *SIMPLE* é essencialmente um procedimento iterativo para prever e corrigir o cálculo do campo de pressão, cumprindo a conservação da massa [56].

As equações para as variáveis da solução são resolvidas sequencialmente, uma vez que este funciona segundo algoritmo o *segregated*, e a solução é obtida iterativamente, de forma a obter a convergência da solução.

Na figura 4.1 está presente os algoritmos utilizados pelos métodos *segregated* *SIMPLE* e o *coupled*.

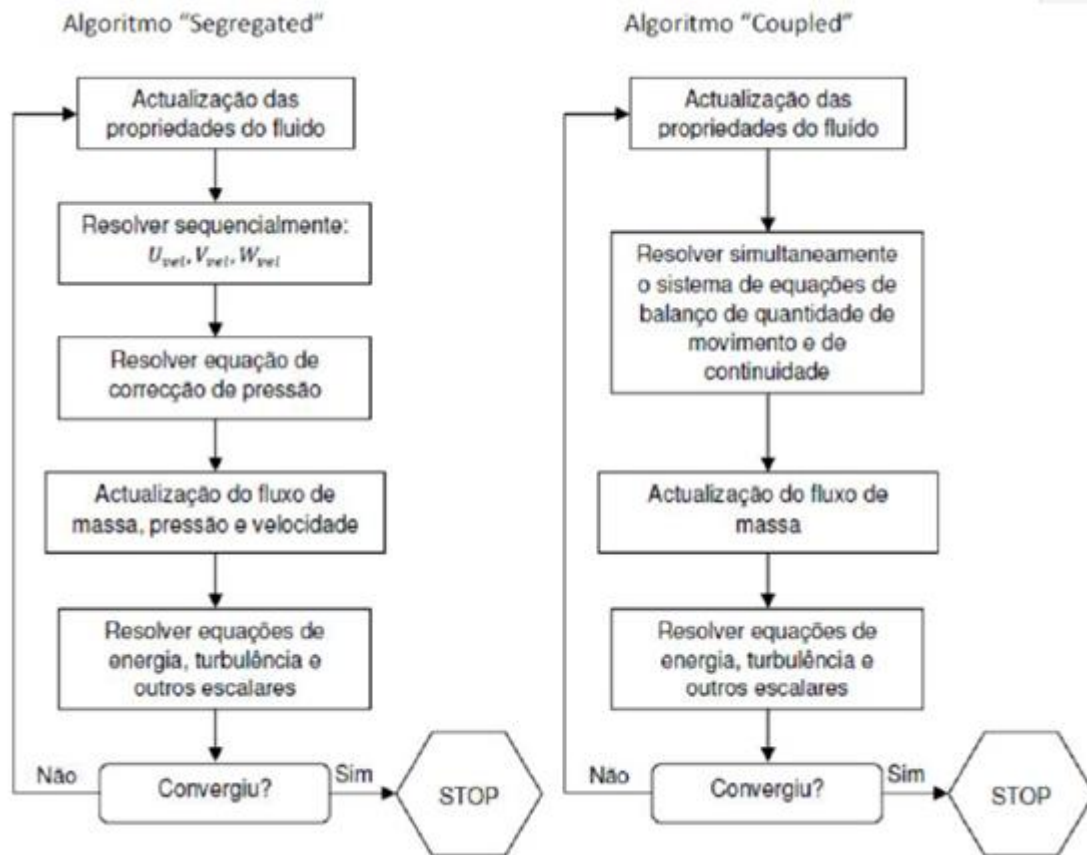


Figura 4.1 Fluxograma com os algoritmos presentes do método acoplamento *Pressure-based* [60]

Critérios de Paragem

O Fluent resolve o processo iterativo da solução até que atinja determinados critérios de paragem especificados pelo utilizador. Esses critérios de paragem são especificados para as equações da continuidade, energia, velocidades, espécies, radiação e turbulência.

4.4 Malha Numérica

Para se proceder ao cálculo das variáveis no domínio pretendido, é necessária a divisão da geometria num número finito de volumes, de modo a definir os pontos nos centros dos volumes onde as diferentes variáveis serão calculadas.

Deste modo, a precisão da solução obtida numa simulação numérica está diretamente relacionada com a qualidade da malha numérica. Portanto, a criação da malha é de extrema importância e quanto maior o número de elementos gerados no domínio maior será a exatidão/precisão do resultado obtido. No entanto, é necessário que, para o tempo computacional não seja demasiado elevado e haja equilíbrio entre este aspeto e o número de elementos da malha, uma vez que ambos estão diretamente relacionados.

Dependendo da geometria, as malhas geradas podem conter diferentes graus de refinamento e em diferentes zonas permitindo assim aumentar a qualidade e precisão dos resultados, reduzir o tempo computacional quando comparado com um tipo de malha refinada em todo o domínio de forma desnecessária e, obter de informação/resultados mais pormenorizados/precisos nas zonas em que é exigido refinamento da malha.

4.4.1 Tipos de malha

A seleção do tipo de malha está relacionada com a complexidade da geometria e, portanto, cada caso deve ser observado de forma particular.

De uma forma geral, as malhas podem ser classificadas como ortogonais estruturadas ou não ortogonais estruturadas. Porém, as malhas não ortogonais apresentam a possibilidade de ser não estruturadas. Nas subsecções seguintes são descritas os diferentes tipos de malha que existem.

Malha ortogonal e não ortogonal

Designa-se por malha ortogonal, o tipo de malha que tem a sua construção com referência às coordenadas cartesianas.

Como pode ser perceptível, este tipo de malha condiciona a sua aplicação a geometrias mais complexas pois é limitada a distribuição dos pontos de cálculo. Outra desvantagem de uma malha ortogonal é que se for refinada numa região implica que também haja um refinamento de outra região que até não tem interesse e torna-se inútil.

Para o caso de malhas não ortogonais, não existe ortogonalidade dos elementos e os ângulos entre as linhas que formam a malha podem adotar diferentes amplitudes. Este tipo de malha foi

desenvolvido para superar as desvantagens que as malhas ortogonais apresentam. Deste modo, malhas não ortogonais têm a capacidade de se adaptar a geometrias irregulares. Porém, é de referir que as malhas ortogonais permitem melhor capacidade de cálculo, uma vez que as equações para este tipo de malhas são de menor complexidade quando comparado com as malhas equivalentes não ortogonais.

Na figura 4.2 pode ser observada a diferença entre uma malha ortogonal e não ortogonal.

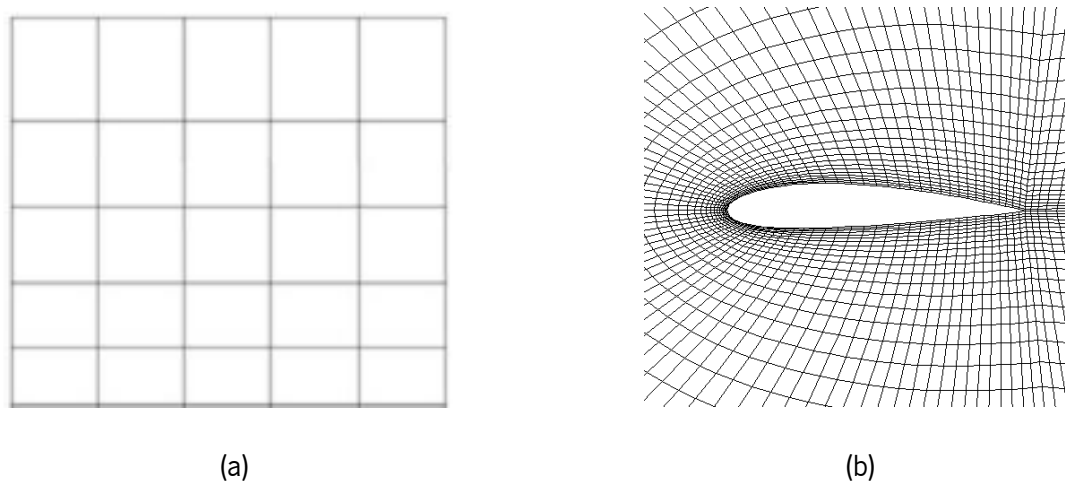


Figura 4.2 Exemplo de uma malha ortogonal (a) e não ortogonal (b) [61]

Malha estruturada e não estruturada

Esta categorização está relacionada com a distribuição dos diferentes elementos. Deste modo, no caso de malhas estruturadas (figura 4.3 (a)), os elementos são dispostos em famílias de linhas e, os constituintes de uma família de linhas não se interseitam entre si mas, interseitam uma vez cada membro de outra família de linhas.

Com a utilização de malhas estruturadas, o cálculo de variáveis é simplificado devido à conectividade existente entre os elementos. No entanto, existem desvantagens para o caso de malhas estruturadas relacionadas com a sua limitada aplicação para casos de geometrias de pouca complexidade e a dificuldade de distribuição dos pontos de cálculo na malha, pois uma concentração de elementos numa determinada região por razões de precisão de cálculo implica também menores espaçamentos em outras regiões do domínio.

Por outro lado, as malhas não estruturadas (figura 4.3 (b)) podem ser aplicadas a um tipo de geometria mais complexa pois, apresentam maior flexibilidade de adaptação em diferentes regiões do domínio onde por exemplo existem curvaturas.

Porém, a vantagem da flexibilidade leva à irregularidade da estrutura dos dados e o aumento da complexidade da formulação. Portanto, os algoritmos que resolvem os sistemas de equações algébricas são necessariamente mais lentos que os algoritmos para malhas estruturadas.

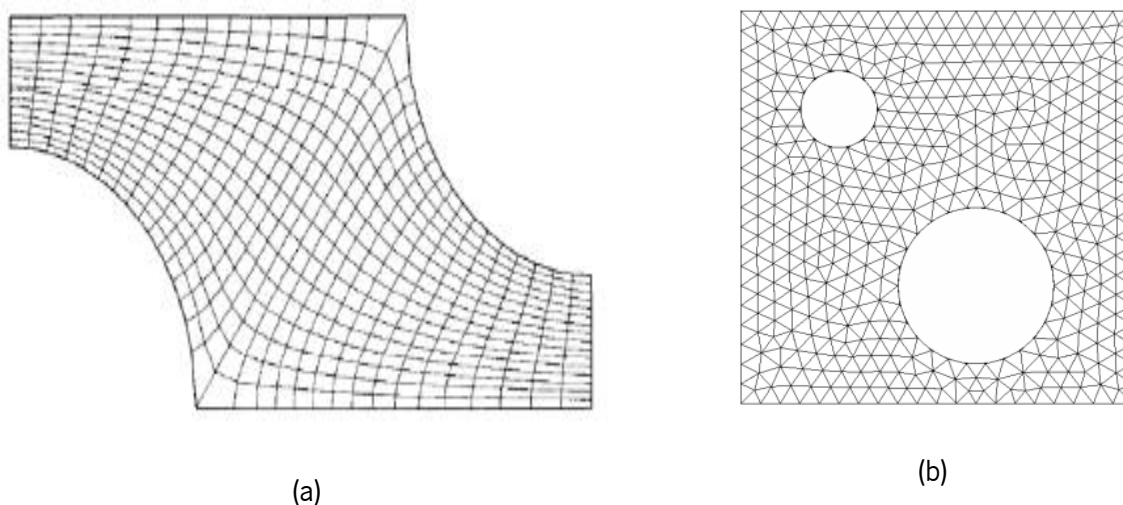


Figura 4.3 Exemplo de uma malha estruturada (a) e não estruturada (b) [61]

Malha estruturada por blocos

A malha estruturada por blocos surge devido à necessidade de existirem zonas do domínio que necessitam de ter um determinado refinamento. Assim, através da divisão do domínio em vários domínios, é possível aplicar refinamentos específicos nos diferentes subdomínios gerados.

Deste modo, é possível ter elementos de menor tamanho em locais onde se pretende obter mais detalhe sobre o desenvolvimento de um determinado fenómeno e, portanto, o refinamento desse local é necessário sendo possível ter uma malha mais grosseira noutros locais onde não interessa ter refinamento. Assim, o tempo computacional requerido para a simulação de casos com malhas estruturadas por blocos é diminuído e a precisão dos resultados aumentada.

Porém, é necessário que não haja uma discrepância exagerada entre o tamanho dos elementos nos diferentes subdomínios pois, trará erros de cálculo.

Na figura 4.4 é apresentado um exemplo de uma malha onde o domínio foi dividido em cinco blocos e junto da asa (bloco central), a malha é mais refinada pois há interesse em ter uma melhor definição do comportamento do escoamento neste local e obter resultados mais concretos/precisos.

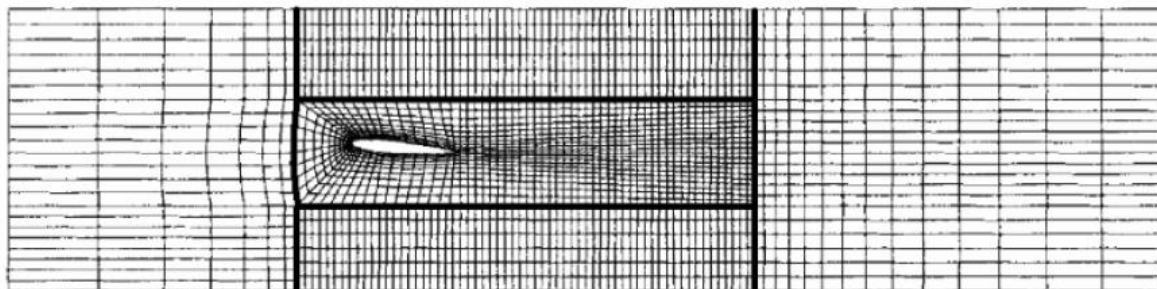


Figura 4.4 Exemplo de uma malha estruturada por blocos [61]

4.4.2 Avaliação da malha

É indispensável perceber quais são as zonas críticas do escoamento e que irão requerer um maior refinamento da malha. Além de uma malha que se adapte ao problema é necessário avaliar a qualidade dos elementos da malha para perceber o impacto que terá nos resultados finais. As características mais importantes que permitem avaliar a qualidade dos elementos da malha são o *Skewness*, a *Orthogonal Quality* e o *Aspect Ratio*.

Skewness

O *Skewness* é definido como a perfeição da geometria de um elemento através da análise dos comprimentos ou os ângulos dos elementos gerados comparando-o com um elemento equivalente perfeito (figura 4.5). Portanto, o valor deste parâmetro pode ser calculado através do rácio entre o resultado da diferença entre o tamanho do elemento equivalente perfeito e o tamanho do elemento gerado sobre o tamanho do elemento equivalente perfeito.

Elementos com elevado valor de *Skewness* levam à diminuição da precisão dos resultados. Portanto, é normalmente aceite que os elementos devam ter um *Skewness* inferior a 0.75.

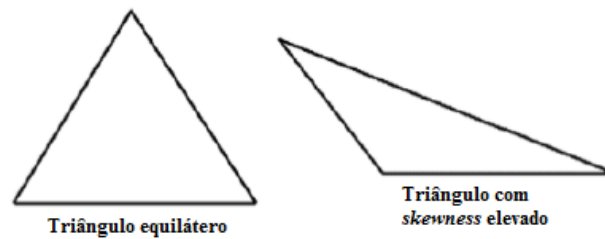


Figura 4.5 Exemplo de elementos com diferentes valores de *skewness* [62]

Aspect Ratio

Este parâmetro é definido como a razão entre o comprimento maior e menor do elemento gerado na malha. Apesar de não ser tão relevante como os outros dois parâmetros apresentados, este é também um bom indicador na avaliação da malha.

De referir que valores elevados de *aspect ratio* não são pretendidos pois condicionam a convergência e levam à ocorrência de erros numéricos. Na figura 4.6 estão presentes dois elementos com diferentes valores de *Aspect Ratio*.



Figura 4.6 Exemplo de elementos com diferentes valores de *aspect ratio* [62]

Orthogonal Quality

Por sua vez, este parâmetro apresenta para cada elemento o valor mínimo de ortogonalidade. É calculado através da razão entre os vetores centróides da face ou do elemento e os vetores centróides das arestas que estão a separar cada um dos elementos vizinhos.

Para valores próximos de 1 os elementos estão próximos da perfeição e quando se aproxima de 0 significa que os elementos são imperfeitos.

4.5 A Utilização de CFD em Processos de Combustão

O uso de CFD no processo de desenvolvimento de novas caldeiras e modificações de caldeiras existentes é uma ferramenta fundamental para por exemplo calcular a redução das emissões de poluentes. A modelação CFD é capaz de indicar os fenómenos mais relevantes que ocorrem no interior de uma caldeira, tais como: o fluxo e tempo de residência de gases e de partículas de combustível e de cinzas; o progresso da combustão e as reações dos produtos de combustão; as distribuições de temperatura e de concentração de espécies químicas; e a distribuição da transferência de calor nos permutadores de calor.

Portanto, simulações CFD podem aumentar a compreensão dos processos que ocorrem em sistemas de combustão. Os modelos de combustão necessários para que seja realizada a modelação deste fenómeno, são utilizados para representar reações químicas e seus efeitos em cálculos de escoamentos livres.

A função de um modelo de combustão é representar as reações químicas partindo-se da concentração das espécies químicas, a uma dada pressão e temperatura de certo volume de controlo, considerando um mecanismo reação. Este processo atua como fonte de calor e de produtos de reação para o escoamento.

O mecanismo de reação de um processo de combustão é o conjunto de equações de reações químicas que descrevem a oxidação do combustível. Esse mecanismo é modelado com alguma simplificação pois, para representar um conjunto de reações químicas com grande detalhe seria necessário a sua modelação considerando-se mecanismos de reação compostos por grande número de espécies químicas e sub-reações. Isso por sua vez implicaria a solução de equações de transporte para cada espécie e a simulação de cada sub-reação, o que levaria a um aumento do tempo de obtenção de uma solução final.

5. MODELAÇÃO NUMÉRICA DA COMBUSTÃO NA FORNALHA

Como já foi referido na revisão da literatura no Capítulo 2, a modelação da combustão em fornalhas a biomassa exige a modelação da decomposição térmica da biomassa na grelha e a modelação das reações dos produtos de combustão no interior da fornalha resultantes do processo anterior. Deste modo, neste trabalho, para estudar o desempenho da fornalha existente na central termoeléctrica de Mortágua o domínio a simular é dividido em duas áreas principais: o leito (conjunto de partículas de biomassa presentes na grelha vibratória da caldeira) e o *freeboard* (área acima do leito).

Assim, o presente capítulo apresenta as diferentes etapas realizadas até à obtenção de resultados das simulações numéricas. Inicialmente é apresentada a modelação da decomposição térmica da biomassa e da fase gasosa. Posteriormente, para a implementação do modelo numérico da fase gasosa é apresentada a geometria, a malha e as condições de fronteira que foram utilizadas no ANSYS Fluent® para o estudo da combustão na caldeira da central termoeléctrica de Mortágua.

5.1 Modelação da Fase Sólida na Grelha

No leito, onde a conversão de biomassa ocorre, dão-se várias reações de decomposição e oxidação do combustível sólido. De acordo com a literatura, o processo de combustão de biomassa no leito pode ser dividida em quatro subprocessos sucessivos ou sobrepostos: o aquecimento e a evaporação da humidade, libertação volátil para o interior da fornalha devido à decomposição térmica e formação do resíduo carbonado e, por último, a combustão da matéria volátil acima do leito e oxidação do resíduo carbonoso [1]. A combustão começa com a ignição da superfície do leito e, quando uma partícula de combustível entra numa fornalha, a secagem e a desvolatilização ocorrem principalmente por meio da radiação térmica. A secagem das partículas está concluída quando a temperatura das partículas atinge cerca de 100 °C e a desvolatilização só começa depois da evaporação da humidade estar concluída. O processo de desvolatilização é um processo chave na combustão porque a biomassa contém uma grande proporção de matéria volátil.

Gases voláteis libertados a partir da biomassa tipicamente consistem em hidrogénio (H_2), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), metano (CH_4) e tar (mistura de hidrocarbonetos [6], [39]–[43], [48], [49]). No entanto, a composição dos produtos de combustão depende principalmente do tipo de combustível e do local da sua proveniência.

Por último, simultaneamente e/ou subsequentemente, o resíduo carbonoso é oxidado, e no final, apenas a cinza permanece sobre a grelha. Fatores tais como a temperatura final e a taxa de aquecimento são parâmetros que influenciam a concentração do resíduo carbonoso.

Deve também ser mencionado que os gases voláteis devem primeiro ser misturados com o ar primário, antes das reações homogéneas terem lugar e, no interior da fornalha, acima do leito, esta mistura vai reagir com o ar secundário, a fim de promover a combustão completa.

Deste modo, a conversão de biomassa no leito apresenta um papel importante no desempenho global de caldeiras com grelha, como por exemplo: as emissões poluentes, formação de não queimados e a formação de grandes quantidades de cinzas volantes. Combustão numa caldeira a biomassa com grelha ocorre num leito fixo de combustível, que interage com o interior da fornalha (*freeboard*).

5.1.1 Modelo de decomposição térmica da biomassa

O modelo empírico de decomposição térmica da biomassa desenvolvido por Neves et al. [63] foi implementado no MATLAB® para que se obtenha os valores das frações mássicas dos voláteis libertados.

O modelo empírico é derivado de uma compilação de uma coleção de dados experimentais, mais de 60 diferentes amostras de biomassa, e pode ser utilizado como uma ferramenta útil para a análise de produtos de pirólise da biomassa. De uma forma geral, o modelo empírico descreve uma tendência geral da distribuição dos voláteis como uma função da temperatura. Para isso foi necessário utilizar modelos matemáticos de regressão para ajustar os dados da literatura. Desta forma, adotou-se o modelo de regressão com maior desempenho de previsão [96], medido pelo coeficiente de correlação quadrática (R^2).

A composição dos voláteis resultantes da pirólise é descrita por sete espécies: H_2O , CO, CO_2 , H_2 , CH_4 , tar e outro hidrocarboneto leve, o C_2H_4 (etileno) representado no modelo por C_xH_y . Deste modo,

o modelo resolve um sistema de sete equações lineares (três balanços de massa, um balanço de energia e três relações empíricas) para obter as sete frações mássicas dos voláteis da pirólise.

A parte orgânica da biomassa consiste principalmente em carbono (C), oxigénio (O) e hidrogénio (H) enquanto o conteúdo de azoto, enxofre e o cloro são muito inferiores. Assim, para o processo de pirólise são realizados apenas três balanços de massa elementares. Estes balanços de massa estão expressos nas Equações 5.1 a 5.3, respetivamente para o carbono, hidrogénio e o oxigénio. Os balanços de massa estabelecem que a total quantidade dos elementos (carbono, hidrogénio e carbono) que aparecem nos voláteis podem ser calculadas como uma diferença entre as respetivas quantidades originalmente presentes no combustível e as que ficam retidas no *char* (são também aproximadas por correlações empíricas, para mais detalhes consultar Neves et al. [63]). Desta forma, para resolver os balanços de massa é necessário conhecer a composição de Carbono, Hidrogénio e Oxigénio do combustível.

Referir que neste modelo o combustível na base seca, representado com o índice f nas equações, decompõe-se em voláteis (índice V - $Y_{V,f}$) e *char* (índice ch - $Y_{ch,f}$). Por sua vez, as frações mássicas dos voláteis são divididas em duas partes, uma pertencente aos líquidos a condições ambientais (tar e H_2O) e outra parte correspondente aos gases (C_xH_y , CH_4 , CO , CO_2 e H_2).

$$Y_{C,V} \cdot Y_{V,f} = Y_{C,f} - Y_{C,ch} \cdot Y_{ch,f} = Y_{C,tar} \cdot Y_{tar,f} + Y_{C,C_xH_y} \cdot Y_{C_xH_y,f} + Y_{C,CH_4} \cdot Y_{CH_4,f} + Y_{C,CO} \cdot Y_{CO,f} + Y_{C,CO_2} \cdot Y_{CO_2,f} \quad (5.1)$$

$$Y_{O,V} \cdot Y_{V,f} = Y_{O,f} - Y_{O,ch} \cdot Y_{ch,f} = Y_{O,tar} \cdot Y_{tar,f} + Y_{C,CO} \cdot Y_{CO,f} + Y_{C,CO_2} \cdot Y_{CO_2,f} + Y_{O,H_2O} \cdot Y_{H_2O,f} \quad (5.2)$$

$$Y_{H,V} \cdot Y_{V,f} = Y_{H,f} - Y_{H,ch} \cdot Y_{ch,f} = Y_{H,tar} \cdot Y_{tar,f} + Y_{H,C_xH_y} \cdot Y_{C_xH_y,f} + Y_{H,CH_4} \cdot Y_{CH_4,f} + Y_{H,H_2O} \cdot Y_{H_2O,f} + Y_{H,H_2} \cdot Y_{H_2,f} \quad (5.3)$$

Relativamente ao balanço de energia, este está expresso na equação 5.4. É de referir que o poder calorífico inferior do gás total libertado pela pirólise da biomassa é calculado segundo a Equação 5.5, sendo apenas dependente da temperatura da pirólise (T , °C).

$$\left(\sum_j Y_{j,f} - Y_{ch,f} \cdot \sum_j Y_{j,ch} \right) \cdot PCI_G = (Y_{tar,f} + Y_{H_2O,f}) \cdot PCI_G + Y_{C_xH_y,f} \cdot PCI_{C_xH_y} \quad (5.4)$$

$$+ Y_{CH_4,f} \cdot PCI_{CH_4} + Y_{CO,f} \cdot PCI_{CO} + Y_{H_2,f} \cdot PCI_{H_2}$$

$$j = C, H, O$$

$$PCI_G = -6.23 + 2.47 \cdot 10^{-2} \cdot T \quad R^2 = 0.78 \quad (5.5)$$

Para completar o sistema de equações de modo a ter o mesmo número de equações e incógnitas, são utilizadas três relações empíricas (Equação 5.6 a 5.8) que derivam das correlações obtidas através dos resultados experimentais recolhidos por Neves et al. [63].

$$Y_{CH_4,f} = -2.18 \cdot 10^{-4} + 0.146 \cdot Y_{CO,f} \quad R^2 = 0.88 \quad (5.6)$$

$$\Omega_1 = \frac{Y_{H_2,f}}{Y_{CO,f}} = 3 \cdot 10^{-4} + \frac{0.0429}{1 + \left(\frac{T}{632}\right)^{-7.23}} \quad R^2 = 0.73 \quad (5.7)$$

$$\Omega_2 = Y_{H_2,f} = 1.145 \cdot (1 - \exp(-0.11 \cdot 10^{-2} \cdot T))^{9.384} \quad R^2 = 0.94 \quad (5.8)$$

Todas estas correlações foram seleccionadas uma vez que apresentavam uma boa relação entre as frações mássicas dos voláteis e a temperatura da pirólise.

Por fim, um modelo consistindo num sistema de equações lineares é finalmente obtido para aproximar as frações mássicas dos voláteis libertados pela biomassa (Equação 5.9). Este sistema é formado pelas Equações 5.1-5.4, 5.6 a 5.8.

$$\begin{bmatrix} Y_{C,tar} & Y_{C,C_xH_y} & Y_{C,CH_4} & Y_{C,CO} & Y_{C,CO_2} & 0 & 0 \\ Y_{O,tar} & 0 & 0 & Y_{O,CO} & Y_{O,CO_2} & Y_{O,H_2O} & 0 \\ Y_{H,tar} & Y_{H,C_xH_y} & Y_{H,CH_4} & 0 & 0 & Y_{H,H_2O} & Y_{H,H_2} \\ 0 & 0 & 0 & -\Omega_1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0.146 & 0 & 0 & 0 \\ PCI_G & PCI_{C_xH_y} & PCI_{CH_4} & PCI_{CO} & 0 & PCI_G & PCI_{H_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Y_{tar,f} \\ Y_{C_xH_y,f} \\ Y_{CH_4,f} \\ Y_{CO,f} \\ Y_{CO_2,f} \\ Y_{H_2O,f} \\ Y_{H_2,f} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{C,f} - Y_{C,ch} \cdot Y_{ch,f} \\ Y_{O,f} - Y_{O,ch} \cdot Y_{ch,f} \\ Y_{H,f} - Y_{H,ch} \cdot Y_{ch,f} \\ 0 \\ 2.18 \cdot 10^{-4} \\ \left(\sum_j Y_{j,f} - Y_{ch,f} \cdot \sum_j Y_{j,ch} \right) \cdot PCI_G \\ \Omega_2 \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

Este modelo empírico é útil como um submodelo na simulação do processo de combustão, porque normalmente existe dificuldade nas medições dos produtos da pirólise ou não existe a possibilidade das medições dos produtos.

Tendo em conta a composição da biomassa (35% de humidade, 31.82% de carbono, 4.05% de hidrogénio, 27.1% de oxigénio, 2.03% de cinzas), é possível calcular as frações mássicas dos voláteis através da resolução da Equação 5.9 no MATLAB® através do método de Eliminação de Gauss com Pivotação Parcial. Na figura 5.1 são apresentados os resultados que foram obtidos através da utilização do modelo para a composição da biomassa referida.

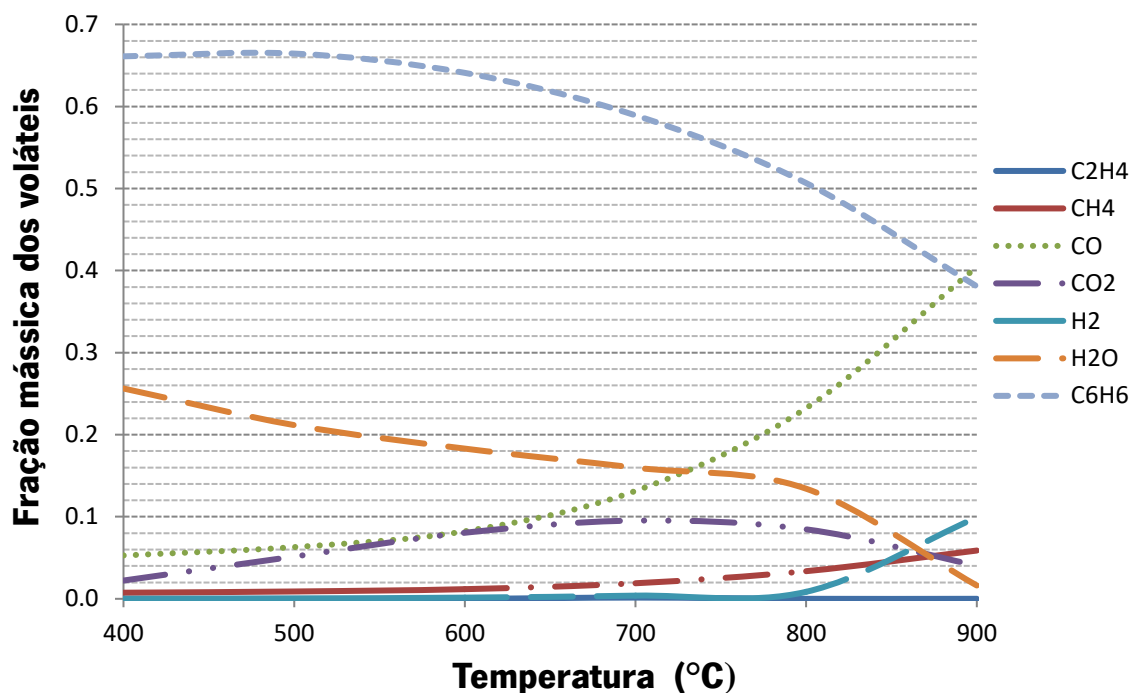


Figura 5.1 Frações mássicas dos voláteis estimados pelo modelo

No entanto, este modelo pode produzir resultados não corretos e uma das razões é que os coeficientes quadráticos das correlações apresentam valores baixos. A aplicação do modelo empírico é limitada a 900 °C.

5.1.2 Especificação das condições na grelha

Porém, existe ainda uma quantidade de ar que não reagiu e portanto falta adicionar os valores das frações mássicas do oxigénio e do azoto para completar a composição mássica dos produtos de combustão libertados pelo leito de biomassa. É de referir que a grelha da caldeira, onde a biomassa é queimada, é dividida em três secções, sendo que nas duas primeiras partes o ar é fornecido para a combustão, com maior fração na segunda secção. No último terço da grelha não é fornecido ar, porque todo o combustível presente nesta zona foi consumido (já só restam de um modo geral cinzas e inqueimados) e adicionando ar seria desperdício e prejudicial para o processo da combustão. Deste modo, torna-se razoável assumir que a humidade do combustível é evaporado completamente na

primeira secção da grelha e uma certa quantidade de voláteis é também libertada. Em relação ao segundo terço da grelha, apenas voláteis são libertados, exceto vapor de água.

Tendo em conta o que foi anteriormente explicado, já é possível determinar a quantidade de oxigénio e azoto que é libertado nas diferentes secções da grelha.

A tabela 5.1 apresenta a fração mássica dos gases libertados nas diferentes secções da grelha. É de referir que a composição dos produtos da pirólise resultante do modelo empírico apresentado tem como base uma temperatura de 800 °C. Este valor da temperatura teve como base o trabalho apresentado por Jenny Larfeldt et al. [41]. Este autor realizou experiência numa forno cilíndrica à escala laboratorial usando pedaços de madeira com teores de humidade variadas. Durante as experiências, as temperaturas do leito foram medidos em várias posições acima da grelha e os resultados mostraram que a temperatura da superfície medida é mantida a aproximadamente 800 °C. Porém, e porque na primeira secção existe uma grande quantidade de vapor de água, decidiu-se que a temperatura deveria ser mais baixa e por isso uma boa aproximação da realidade seria a utilização de 500 °C.

Por outro lado, a fração mássica do C_2H_4 para esta temperatura foi de 0 (tal como se pode observar na figura 5.1) e a composição do *tar* foi aproximada pelo benzeno (C_6H_6) [49].

Tabela 5.1 Frações mássicas dos gases libertados nas diferentes secções da grelha

Secção da grelha	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O	CH ₄	C ₆ H ₆
Primeira secção	0.138	0.462	0.064	0.023	0.002	0.160	0.009	0.140
Segunda secção	0.202	0.677	0.032	0.012	0.001	—	0.005	0.070

O fluxo total de massa dos gases libertados que é fornecido pelo leito ao volume interior da forno e a temperatura dos gases de combustão libertados é de 0.355 kg/s e 500 °C na primeira secção da grelha e, 0.727 kg/s e 800 °C na segunda secção da grelha.

Estes valores foram calculados para um caudal de biomassa de 12.2 ton/h com 35% de humidade, 80% de voláteis na base seca e 30% de voláteis libertados na primeira secção da grelha.

5.2 Modelação da Fase Gasosa

A simulação computacional do escoamento reativo em equipamentos de combustão como é o caso da caldeira existente na instalação em estudo, é atualmente uma ferramenta imprescindível. No entanto, para chegar a um resultado final em simulações computacionais é necessário resolver numericamente equações diferenciais que governam a conservação da massa, quantidade de movimento, energia e espécies químicas. Adicionalmente, é necessário utilizar modelos de turbulência, radiação e formação de poluentes. Foi utilizado o *software* comercial ANSYS Fluent® 16.2.

5.2.1 Modelação da Turbulência

Quando num escoamento o número de Reynolds é superior ao número de Reynolds crítico (aproximadamente 2300 para escoamento num tubo), a questão da turbulência torna-se importante para a simulação numérica. A direção da velocidade varia aleatoriamente, dando-se a geração de vórtices e o fluxo torna-se instável e transita do estado estacionário para o estado transiente [56].

Muitos dos escoamentos que ocorrem na natureza e em fornalhas industriais são turbulentos. Porém, a turbulência depende da geometria da fornalha e ao otimizar a geometria da fornalha e o fornecimento de ar secundário, a mistura turbulenta do combustível e do ar pode ser otimizada.

Portanto, a qualidade dos resultados numéricos é função do modelo de turbulência selecionado o que faz com que a escolha correta do modelo de turbulência seja crucial para a obtenção de resultados precisos e fiáveis.

O *Fluent®* possui diversos modelos de turbulência e que devem ser selecionados conforme aplicação. Segundo a literatura consultada [6], [42], [44]–[46], [49] os modelos mais utilizados para casos de combustão em fornalhas a biomassa, são o modelo *Standard k-ε* e o *Realizable k-ε*.

O modelo *Standard k-ε* é o mais utilizado embora este tenha algumas fraquezas. Por sua vez, o modelo *Realizable k-ε* foi desenvolvido para combater as fraquezas que o *Standard k-ε* apresentava e por isso, tem sido aplicado por muitos autores [6].

Robustez, economia e razoável precisão para uma ampla gama de fluxos turbulentos explica a popularidade deste modelo *k-ε* em simulações de transferência de calor de e em casos industriais. Este

é um modelo semi-empírico, e a derivação das equações do modelo baseiam-se em considerações fenomenológicas e empirismo. Este modelo de turbulência de duas equações permite a determinação de um comprimento turbulento e uma escala de tempo, resolvendo duas equações de transporte distintos.

O modelo *Realizable* deriva das mesmas equações de transporte do modelo *Standard* mas, no modelo *Realizable* as variáveis da energia cinética gerada pela turbulência (k) e a taxa de dissipação (ε) são derivadas de equações exatas ao contrário do modelo *Standard* onde as variáveis k e ε advêm de formulações empíricas.

Deste modo, o modelo *Realizable* k - ε permite obter resultados mais precisos na separação da camada limite, em escoamentos que envolvam rotação, gradientes de pressão e zonas de recirculação. Por este motivo, o modelo *Realizable* k - ε é o modelo selecionado neste trabalho.

A energia cinética turbulenta, k , e a sua taxa de dissipação, ε , são obtidas a partir das equações de transporte (5.10) e (5.11):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5.10)$$

e

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \\ + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (5.11)$$

onde

$$C_1 = \max \left[0,43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

Nestas equações, G_k , representa a geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média. G_b representa a geração da energia cinética turbulenta devido à flutuabilidade. Y_M representa a contribuição da dilatação flutuante em turbulência compressível para a

taxa global de dissipação. $C_{1\varepsilon}$, C_2 e $C_{3\varepsilon}$ são constantes. σ_k e σ_ε são o número de Prandtl turbulento para k e ε , respetivamente. S_k e S_ε são termos fontes definidos pelo utilizador. μ_t representa a viscosidade turbulenta.

As constante do modelo $C_{1\varepsilon}$, C_2 , σ_k e σ_ε têm os seguintes valores: $C_{1\varepsilon} = 1,44$; $C_2 = 1.90$; $\sigma_k = 1.0$; $\sigma_\varepsilon = 1.2$. Estes valores foram determinados a partir de experiências para escoamentos turbulentos. Contudo, estes valores podem ser alterados se assim for pretendido.

5.2.2 Modelação da Radiação

Os efeitos da radiação térmica são importantes na modelação da combustão da biomassa em caldeiras. Em altas temperaturas, como na combustão que ocorre na caldeira a biomassa, a radiação é mecanismo de transferência de calor dominante até ao leito e às paredes da caldeira. Isto é devido à dependência de radiação sobre a temperatura, a velocidade de fluxo reduzida na caldeira e o grande volume da fornalha. A radiação é incluída no cálculo através do termo fonte na equação de energia [17].

O *software* ANSYS Fluent® tem disponíveis vários modelos de radiação. A escolha do modelo mais apropriado de transferência de radiação é importante até porque o fluxo de calor de radiação pode reduzir o pico da temperatura de chama em 100 K a 300 K [17].

No entanto, na modelação da combustão da biomassa em caldeiras, o modelo de radiação mais utilizado, após consulta da literatura, é o *Discrete Ordinates Method (DOM)* [6], [49].

O modelo DOM considera a equação de transporte radiativa (*RTE*) para um número finito de ângulos sólidos discretos, na direção s_i , e depois a *RTE* é transformado numa equação de transporte para a intensidade de radiação nas coordenadas espaciais:

$$\nabla \cdot [I(r, s) \cdot s] + (a + \sigma_s) \cdot I(r, s) = a \cdot n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r, s') \cdot \Phi(r, s') d\Omega' \quad (5.12)$$

A principal vantagem deste modelo é que abrange toda a gama de espessuras óticas com alta precisão e é bem adequado para os problemas de combustão. Este modelo de radiação é computacionalmente mais “dispendioso” mas, mais preciso.

Para mais detalhes sobre este modelo poderá ser consultada o guia de utilizador do ANSYS Fluent® [59].

5.2.3 Modelação da Oxidação dos Voláteis

Os gases voláteis formados pela decomposição térmica da biomassa entram na fornalha e são oxidados formando os produtos finais e libertando calor. Ocorrem diferentes subprocessos durante a combustão da fase gasosa na fornalha, os quais interagem uns com os outros. Estes subprocessos são os seguintes: reações químicas envolvidas na oxidação do combustível e no processo de formação e destruição de poluentes; escoamento turbulento dos produtos de combustão; bem como processo de transferência de calor e de massa.

O processo de reações químicas e de transferência de calor é influenciado essencialmente devido ao fluxo turbulento. A turbulência reforça a mistura dos gases voláteis e do ar. A natureza aleatória da turbulência faz com que as reações químicas, também flutuem aleatoriamente [64].

A abordagem típica para a modelação de fase gasosa é supor que as reacções na fase gasosa são cineticamente rápidas logo acima do leito de combustível, onde a temperatura é elevada e as reações rápidas, levando a que a combustão seja só controlada pela velocidade de mistura de oxidante e de combustível.

No entanto, em áreas onde a temperatura é reduzida, longe da chama, a cinética das reações da fase gasosa irão tornar-se mais importantes e têm de ser tomadas em consideração. Estas reações na fase gasosa podem ser modeladas em CFD usando uma abordagem de transporte de espécies. Isso pode ser resolvido através da utilização de uma abordagem de Arrhenius/Finite-Rate, em que o valor limite mínimo entre a cinética e a mistura é o fator que determina a velocidade de uma reação de uma célula em particular, durante a simulação CFD.

A combustão da biomassa ou de outro qualquer combustível envolve várias diferentes espécies e reações químicas. Por exemplo, a queima do metano envolve mais de 270 reações e 49 diferentes espécies [17]. Deste modo, não é possível usar um mecanismo de reação tão detalhado e um número tão grande de espécies devido à exigência computacional que iria ser requerida. Ao invés disso, a oxidação dos produtos de combustão é frequentemente modelada utilizando um mecanismo de reação global em que as reações elementares são representadas por uma série de reacções globais [11], [17].

No *Fluent®* existe quatro tipos de modelos de combustão, designadamente o modelo de transporte de espécies, o modelo não pré-misturado, pré-misturado e o parcialmente pré-misturado. Todos têm os seus próprios critérios distintos e as suas áreas de aplicação.

O modelo de transporte de espécies é baseado na solução da equação de transporte para as frações mássicas dos produtos de combustão, com um mecanismo de reações químicas definido pelo utilizador. As taxas de reação são calculadas através de expressões de Arrhenius e do *Eddy Dissipation Combustion Model* ou do *Eddy Dissipation Concept*.

Modelos deste tipo são adequados para uma vasta gama de aplicações incluindo combustão pré-misturada, parcialmente pré-misturada e não pré-misturada.

Por esta razão, o modelo de transporte de espécies juntamente com o *Finite Rate-Eddy Dissipation Combustion Model* é o selecionado para simular as reações de oxidação da fase gasosa no interior da fornalha.

De seguida, é explicado mais detalhadamente o funcionamento deste modelo.

Modelo de Combustão

Os gases emitidos pela decomposição térmica do combustível reagem na fase gasosa libertando a maior parte da energia que a biomassa contém.

De uma forma geral, pode-se expressar as diversas reações homogéneas através da expressão geral apresentada na Equação 5.13.

$$\sum_{i=1}^{N_r} v'_{i,r} \text{Reagente}_i \xrightleftharpoons[k_{b,r}]{k_{f,r}} \sum_{i=1}^{N_p} v''_{i,r} \text{Produto}_i \quad (5.13)$$

Onde $v'_{i,r}$ e $v''_{i,r}$ representam os coeficientes estequiométricos do reagente e do produto i da reação r respetivamente. N_r e N_p diz respeito ao número de reagentes e produtos enquanto que $k_{f,r}$ e $k_{b,r}$ são as constantes cinéticas em sentido direto e inverso da reação r .

Deste modo, para que haja uma reação é necessário uma pré-mistura a partir da escala macroscópica de transporte até ao nível molecular para depois reagir de acordo com a cinética química da reação. Por conseguinte, é necessário considerar ambos os processos, a mistura e a cinética das

reações entre as diferentes espécies presentes. Nesta dissertação, o modelo de combustão *Finite Rate - Eddy Dissipation Combustion Model*, foi escolhido. Este modelo consiste na combinação do modelo cinético de combustão *Finite Rate (FR)* e o modelo de combustão através da mistura de *Eddy Dissipation Combustion Model (EDCM)*.

O modelo de combustão *EDCM* assume que as reações químicas ocorrem nas microestruturas de fluxo turbulento nas quais se produzem misturas rápida dos componentes. Estas microestruturas podem ser consideradas reatores perfeitamente misturados, onde se atinge uma mistura a nível molecular.

O tempo de residência dos reagentes nas microestruturas e o tempo necessário para a mistura determinam a velocidade da reação global. Como o modelo *EDCM* considera que as reações químicas são rápidas, o tempo de mistura é muito maior do que o tempo da cinética da reação. Supõe-se assim que quando a mistura molecular é alcançada, a reação tem lugar imediatamente. Este método é conhecido como "*mixed is burned*".

O modelo de cinética de reação, *Finite Rate*, consiste no cálculo da velocidade de reação através das concentrações locais dos reagentes e das cinéticas de reação governadas por equações de Arrhenius. Este modelo parte do princípio de uma mistura perfeita, contemplando a velocidade da reação por meio da temperatura local e da presença de reagentes.

Ambos os modelos são introduzidos formando um modelo apenas, em que a menor das velocidades calculada é feita, conhecido como *slowest-rate-governs*.

Assim, nas condições favoráveis de mistura (alta turbulência) a taxa de reação é ditada pela sua cinética ao mesmo tempo que em condições de temperatura elevada, quando a cinética da reação é muito alta, a taxa de reação é igual à velocidade à qual a mistura ocorre. Deste modo, a velocidade global (taxa) de produção global do reagente i na reação r , é determinado de acordo com a Equação 5.14:

$$R_{i,r} = \min(R_{i,r}^{EDCM}, R_{i,r}^{Arr}) \quad (5.14)$$

A velocidade global da produção do reagente i na reação r é representada pelo termo $R_{i,r}$. Por sua vez, $R_{i,r}^{EDCM}$ e $R_{i,r}^{Arr}$ representam a velocidade de produção do reagente i na reação r segundo o modelo *EDCM* e Arrhenius.

Velocidade de mistura

O modelo *EDCM* foi inicialmente proposto por Magnussen e Hjertager e baseia-se na estimativa da velocidade da mistura das espécies através da velocidade na qual as espécies se difundem desde macro escalas até às microescalas turbulentas. Isto exige uma relação entre a velocidade da reação e a velocidade de dissipação de energia turbulenta contida na microescala, que é considerada proporcional à razão (k/ε) .

O modelo proposto é baseado na Equação 5.15 e Equação 5.16, sendo a velocidade global a menor dos resultados obtidos pelas duas equações seguintes:

$$R_{i,r}^{EDCM} = v'_{i,r} M_i A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min_R \left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} M_r} \right) \quad (5.15)$$

$$R_{i,r}^{EDCM} = v'_{i,r} M_i A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\sum_P Y_P}{\sum_k^N v''_{k,r} M_k} \right) \quad (5.16)$$

onde, $v''_{k,r}$, $v'_{R,r}$ representam o coeficiente estequiométrico da espécie k e de cada reagente respetivamente. Por sua vez, M_k , M_r , M_i representam a massa molar da espécie k , de cada reagente e da espécie i respetivamente, enquanto que Y_R , Y_P são a fração mássica de cada reagente e do produto. Por fim, A e B são constantes empíricas deste modelo. Por defeito, A e B tomam o valor de 4 e 0.5.

Velocidade cinética da reação

Assumindo que uma mistura a nível molecular dos reagentes tenha sido alcançada, a velocidade de reação dependerá da frequência de colisões entre as moléculas dos reagentes. Para este efeito, aplica-se uma expressão do tipo de Arrhenius para cada reação. A velocidade cinética molar de geração/destruição das espécies i através da reação r pode ser expressa segundo a equação 5.17.

$$R_{i,r}^{Arr} = \Gamma_c (v''_{i,r} - v'_{i,r}) \left(k_{f,r} \prod_{j=1}^{N_r} C_j^{\eta'_{j,r}} - k_{b,r} \prod_{j=1}^{N_r} C_j^{\eta''_{j,r}} \right) \quad (5.17)$$

Onde, $\eta'_{i,r}$, $\eta''_{j,r}$ são os expoentes da reação da espécie i e j no sentido direto e inverso, respetivamente. Por sua vez, Γ_c representa o efeito de terceiros corpos (por defeito toma o valor de 1) e C_j é a concentração do reagente/produto j .

A constante cinética da reação r na direção de avanço é obtida através da expressão de Arrhenius que se apresenta na equação 5.18.

$$k_{f,r} = A_r T^{\beta_r} e^{-E_r/R T} \quad (5.18)$$

onde, β_r é o expoente da temperatura (por defeito toma o valor de 0), A_r é o fator pré-exponencial, E_r energia de ativação da reação, R é a constante universal dos gases.

Se a reação é reversível, então a velocidade de reação é calculada em sentido inverso através da sua constante de reação, obtida de acordo com a equação 5.19.

$$k_{b,r} = \frac{k_{f,r}}{K_r} \quad (5.19)$$

K_r é a constante de equilíbrio da reação r e obtém-se a partir da equação 5.20.

$$K_r = \exp\left(\frac{\Delta S_r^0}{R} - \frac{\Delta H_r^0}{R T}\right) \left(\frac{p_{atm}}{R T}\right)^{\sum_{r=1}^{N_R} (v''_{i,r} - v'_{i,r})} \quad (5.20)$$

onde $\frac{\Delta S_r^0}{R} - \frac{\Delta H_r^0}{R T}$ representa a variação da energia livre de Gibbs.

Mecanismo de Reação

No processo de combustão do leito intervêm um grande número de espécies químicas e mecanismos de reação. Como já foi apresentado, o modelo da decomposição da biomassa tem em consideração as seguintes espécies gasosas: C_6H_6 , CH_4 , CO , CO_2 , H_2 e H_2O e o O_2 e N_2 que são fornecidos com o ar primário. Hidrocarbonetos leves que são libertados durante a pirólise foram representados por CH_4 enquanto o *tar* formado foi assimilado ao benzeno (C_6H_6).

Durante a reação homogénea das espécies consideradas são formados um grande número de espécies intermédias cujo tratamento é para além do âmbito desta dissertação, por isso, um

mecanismo de reação da fase gasosa simplificado que se limitará a um certo número de reações envolvidas pelas espécies mencionadas anteriormente.

Neste mecanismo de reação assumiu-se que tanto o benzeno e o metano sofrem uma primeira oxidação, para formar CO, que mais tarde irá ser convertido em CO₂.

Valores dos coeficientes estequiométricos e expoentes de reação, bem como as constantes das várias reações que formam o mecanismo de combustão na fase gasosa e que têm de ser introduzidas no modelo estão presentes na tabela 6.2.

Tabela 5.2 Reações químicas e a sua cinética [33], [65]

Reações homogéneas	Cinética
$C_6H_6 + 9/2 O_2 \rightarrow 6 CO + 3 H_2O$ (6.21)	$R_{1,kin} = 1.3496 \times 10^9 \exp\left(\frac{-1.256 \times 10^8}{R \times T}\right) [C_6H_6]^{-0.1} [O_2]^{1.85}$
$CH_4 + 3/2 O_2 \rightarrow CO + 2 H_2O$ (6.22)	$R_{2,kin} = 5.012 \times 10^{11} \exp\left(\frac{-2 \times 10^8}{R \times T}\right) [CH_4]^{0.7} [O_2]^{0.8}$
$H_2 + 1/2 O_2 \rightarrow H_2O$ (6.23)	$R_{3,kin} = 9.87 \times 10^8 \exp\left(\frac{-3.1 \times 10^7}{R \times T}\right) [H_2][O_2]$
$CO + 1/2 O_2 \rightarrow CO_2$ (6.24)	$R_{4,kin} = 2.239 \times 10^{12} \exp\left(\frac{-1.702 \times 10^8}{R \times T}\right) [CO][O_2]^{0.25} [H_2O]^{0.5}$

R é a constante dos gases ideais, T é a temperatura R_{kin} diz respeito à taxa de reação cinética das reações homogéneas durante a combustão dos voláteis libertados devido à decomposição térmica da biomassa.

5.3 Geometria da Forno

Para a simulação numérica da fase gasosa no *software* ANSYS, o primeiro passo consiste na definição do domínio computacional (geometria) a ser estudado.

Apenas foi modelado 1/13 da geometria total da caldeira (que corresponde a uma espessura de 320 mm) uma vez que esta é simétrica ao longo do eixo dos y. Assim, esta simplificação permitiu que fosse possível uma grande redução da complexidade da modelação da geometria e também da posterior geração da malha.

A figura 5.2 ilustra o modelo geométrico constituído a partir do volume interior da fôrnelha existente na central termoelétrica de Mortágua. Esta configuração foi baseada nos desenhos técnicos fornecidos pela EDP (Anexo C).

Este modelo geométrico foi importado do *software SolidWorks* para o *software ANSYS®* para que depois seja realizada a modelação da combustão da biomassa.

Os injetores de ar secundário presentes no modelo geométrico têm secção quadrada, apesar de na realidade possuírem uma secção circular de 38 mm de diâmetro. No entanto, esta simplificação foi feita devido à complexidade que uma superfície curva traria depois na geração da malha. Deste modo, o que se fez foi manter a área do injetor real e calcular assim o comprimento equivalente do lado do injetor de secção quadrada. Por sua vez, o injetor de recirculação também possuía uma espessura maior mas, de modo a ter a mesma espessura dos injetores de ar secundário para que depois a construção da malha fosse facilitada, determinou-se o comprimento da secção retangular do injetor de modo a manter a área real que este injetor possuía e com um caudal equivalente a um injetor que representasse 1/13 da geometria da caldeira.

Por outro lado, com base em trabalhos prévios [15], [44], [66], a presença dos permutadores de calor (zona azul na figura 5.2) foi tida em conta utilizando termos fontes na equação do momento e energia. O termo fonte na equação do momento permite ter em conta a perda de pressão por metro que os produtos de combustão sofrem ao passar os permutadores de calor existentes naquele local. Por sua vez, o termo fonte de energia permite estabelecer a perda de energia no local em específico. Porém, de modo a ter em conta a existência dos permutadores de calor também foi pensada outra abordagem que consistia na definição do local onde estão os permutadores como um meio poroso. No entanto, considerou-se que a abordagem com base nos termos fontes era mais adequada.

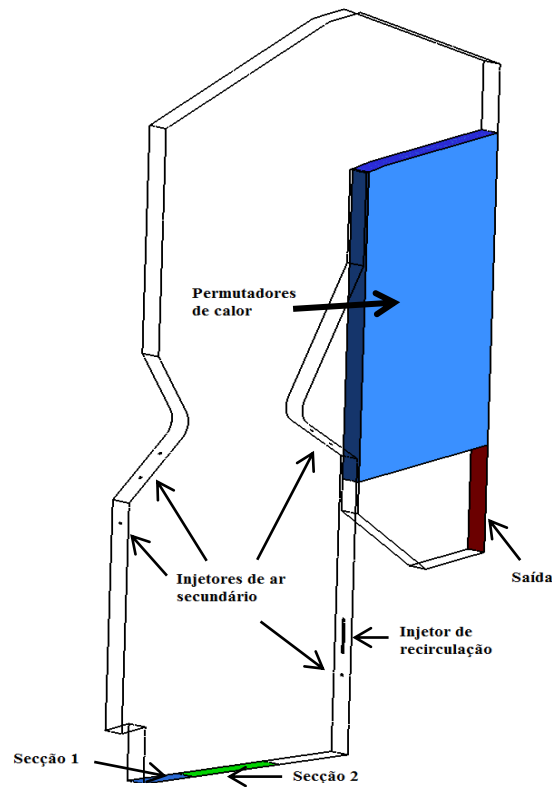


Figura 5.2 Geometria utilizada nas simulações

Como se pode observar na figura 5.2, os produtos de combustão (ar primário mais voláteis) são fornecidos pela parte inferior da grelha (secção 1 e 2) e, o ar secundário é fornecido através de seis injetores localizados acima do leito de biomassa.

Ligeiramente acima da grelha, na parede do lado direito, existe também um injetor de recirculação onde poderão ser repostos os produtos de combustão recolhidos na saída.

Posteriormente, os gases libertados a partir do leito vão fluir de forma ascendente, e vão misturar-se com o ar secundário de modo a garantir que a combustão dos gases seja completa.

5.4 Malha Numérica

A geração da malha numérica foi uma tarefa à qual se dedicou muita atenção e tempo uma vez que a qualidade da malha afeta a convergência dos resultados CFD. Esta tarefa exigiu muito trabalho desde a mudança da estratégia da divisão do domínio, locais de refinamento e a mudança de tamanho de elementos nas diferentes zonas do domínio. Todo este trabalho foi realizado de modo a que houvesse um aumento da precisão e fiabilidade dos resultados.

Para obter uma malha o mais estruturada possível e hexaédrica, a geometria foi dividida em 471 domínios (figura 5.3 (a)) para que fosse possível obter uma malha mais perfeita possível.

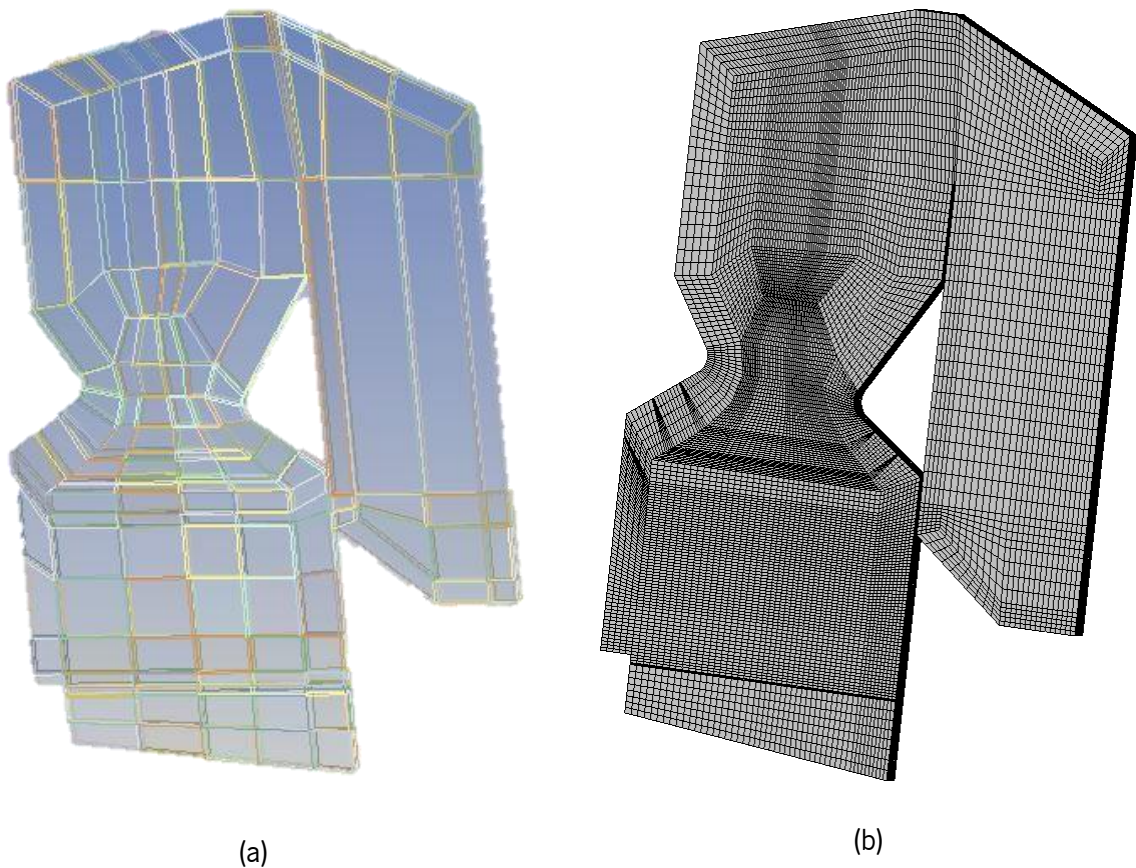


Figura 5.3 (a) Divisão do domínio (b) Malha gerada

Para a conceção da malha no *Meshing* do *software* ANSYS®, foram utilizados alguns métodos como o *sizing*, *sweep* e o *face meshing*.

A malha final utilizada para as simulações numéricas é constituída por 141,060 elementos e 156,507 nós (figura 5.3 (b)).

A figura 5.4 foca algumas zonas onde é possível observar o refinamento que se fez na zona central da fornalha (figura 5.4 (a)) e junto dos injetores de ar secundário (figura 5.4 (b)).

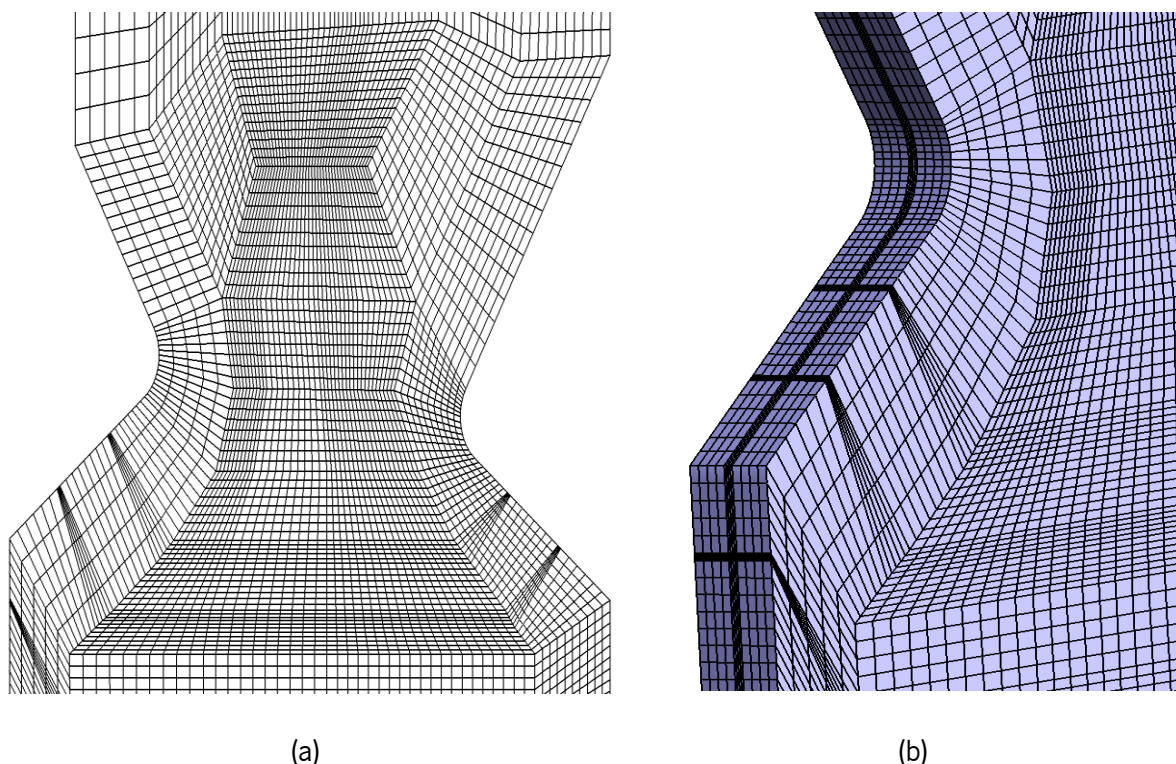


Figura 5.4 Refinamento na zona central (a) e junto dos injetores (b)

A qualidade dos resultados é altamente dependente da malha e por isso, uma malha de alta qualidade é um dos principais fatores para a análise CFD ser bem-sucedida. Deste modo, na tabela 5.3 estão incluídos os principais valores dos parâmetros que permitem avaliar a malha. Pode-se constatar que os parâmetros da malha estão dentro dos valores recomendados o que permite afirmar que se obteve uma malha com bastante qualidade.

Tabela 5.3 Parâmetros de qualidade da malha

Parâmetro de Avaliação da Malha		Valor	Valor recomendado
Skewness	Mínimo	1.306×10^{-6}	<0.75
	Máximo	0.651	
	Média	0.113	
Orthogonal Quality	Mínimo	0.167	≈ 1
	Máximo	1	
	Média	0.956	
Aspect Ratio	Mínimo	1.545	1-40
	Máximo	38.666	
	Média	7.605	

5.5 Condições de Fronteira

As condições de fronteira descrevem o escoamento e as variáveis térmicas nas fronteiras do modelo geométrico. Estas condições são, portanto, uma componente crítica da simulação computacional e é importante que sejam especificadas corretamente.

Desta forma, todas as faces correspondem à secção 1, secção 2, à saída, injetores de ar secundário e de recirculação foram selecionadas como condições de fronteira. As paredes laterais do modelo foram consideradas como adiabáticas e todas as faces frontais e posteriores foram definidas como uma condição de simetria para que não existisse influencia sobre o escoamento do fluido.

Os valores utilizados para as condições de fronteira têm como base as condições de projeto da central, os resultados obtidos no modelo de decomposição da biomassa e algumas suposições que já

foram referenciadas como é o caso do caudal mássico e da temperatura da primeira e segunda secção da grelha da fornalha.

Na tabela 5.4 estão presentes os valores definidos no ANSYS Fluent®. Mencionar apenas que a composição do ar secundário foi aproximada a 23% de oxigénio e 77% de azoto (na base mássica). Por sua vez, a composição dos produtos de combustão libertados nas secções 1 e 2 são os valores apresentados na tabela 5.1.

Tabela 5.4 Condições de fronteira utilizadas na modelação numérica

Condições de Fronteira	Tipo de Condição	Caudal mássico (kg/s)	Velocidade (m/s)	Temperatura (°C)
Secção 1	<i>Mass-flow inlet</i>	0.355	—	500
Secção 2	<i>Mass-flow inlet</i>	0.727	—	800
Injetores de ar secundário	<i>Velocity inlet</i>	—	41.61	25
Injetor de Recirculação	<i>Velocity inlet</i>	—	31.75	100
Saída	<i>Outlet</i>	—	—	—

5.6 Solução Numérica

Nas simulações transientes realizadas, o *solver* selecionado foi o *pressure-based* e para ter em conta o efeito da convecção natural, a aceleração gravítica foi ativada.

Após selecionar e definir as condições de fronteira e selecionar os modelos para o estudo da combustão na fornalha, é necessário selecionar o algoritmo de resolução. A escolha recaiu sobre o algoritmo *SIMPLE*.

No que diz respeito à discretização espacial das equações de conservação, foi utilizado várias esquemas: para o gradiente o *Least-Squares Cell-Based*, para a pressão o *Second-Order*, para o *Momentum* o *Second-Order Upwind*. Por outro lado, para o *Turbulent Kinetic Energy*, *Turbulent Dissipation Ratio*, *Energy* e para as espécies foi utilizado o esquema *First-Order Upwind*. A escolha sobre este tipo de discretização espacial deveu-se essencialmente à redução do tempo de computação, sem prejuízo da qualidade dos resultados obtidos.

O nível de confiança atribuído aos resultados de cada variável em cada iteração de cálculo é definido pelos fatores de relaxação. No entanto, como a combustão é um processo complexo é aconselhado que os fatores de relaxação sejam reduzidos [59]. Desse modo, foram utilizados os seguintes fatores de relaxação: 0.8 para as espécies; 0.8 para a energia; 0.5 para a radiação; 0.3 para a pressão; 0.8 para a turbulência; 0.5 para a densidade; 0.7 para o *momentum* e 0.8 para o *body forces*.

Os critérios de paragem do processo iterativo foram definidos como 1×10^{-6} para a energia e 1×10^{-3} para as restantes equações.

Depois de definidos todos os modelos e os parâmetros do solver, é necessário inicializar a simulação. Esta é talvez a etapa mais crítica da simulação uma vez que uma correta inicialização facilita a convergência da solução e reduz o tempo computacional. Desta forma todo o domínio foi inicializado com 23% de oxigénio e 77% de azoto (frações mássicas) como aproximação da composição do ar e selecionou-se no Fluent® a opção híbrida para se dar início à simulação. Desta forma em todo o domínio é realizada uma média dos valores iniciais inseridos nas condições de fronteira. Assim, a convergência será facilitada.

Relativamente ao intervalo de tempo utilizado, inicialmente começou-se por um valor muito baixo, 1×10^{-6} , e depois com o passar do tempo como em cada intervalo de tempo se ia fazendo menos iterações, o intervalo de tempo era aumentado até um máximo de 1×10^{-3} .

Para todos os casos que foram simulados, os resultados foram retirados quando se atingia 50 segundos de simulação. Este valor mostrou-se razoável uma vez que após monitorizar a temperatura na saída e verificar todos os campos de temperatura, velocidade e concentrações das espécies, verificou-se que não existiam alterações significativas.

6. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Neste penúltimo capítulo da dissertação são apresentados os resultados obtidos nas diferentes simulações CFD realizadas, focando as principais variáveis de interesse do processo de combustão.

O comportamento geral da fornalha pode ser compreendido através das principais variáveis dos resultados CFD, que são obtidos a partir de um instante quando um pseudo-estado estacionário foi atingido. Os resultados apresentados dizem respeito ao plano central da geometria da caldeira modelada, para cada um dos três casos simulados.

O caso 1 diz respeito à modelação da combustão tendo em conta as temperaturas, caudais e frações mássicas nas duas diferentes secções da grelha da caldeira apresentadas no capítulo anterior (capítulo 5.1) e o caudal de ar secundário utilizado na central (Tabela 3.4). Por sua vez, no caso 2 são mantidas todas as condições de fronteira à exceção do caudal de ar secundário que é aumentado para 23205 m³/h, incrementando assim o rácio entre ar secundário e primário de 0.4 para 0.7. Por fim, o caso 3 mantém todas as condições de fronteira utilizadas no caso 1 mas, é acrescentada a abertura do injetor referente ao injetor de recirculação dos produtos de combustão.

6.1 Caso de Estudo Base – Caso 1

A figura 6.1 apresenta o perfil de temperatura no interior da caldeira, sendo possível observar que a temperatura máxima é de 2,655 °C. Esta temperatura mais elevada ocorre devido à mistura dos produtos de combustão com o oxigénio fornecido pelo injetor inferior de ar secundário presente na parede lateral direita da caldeira (figura 6.2 (a)).

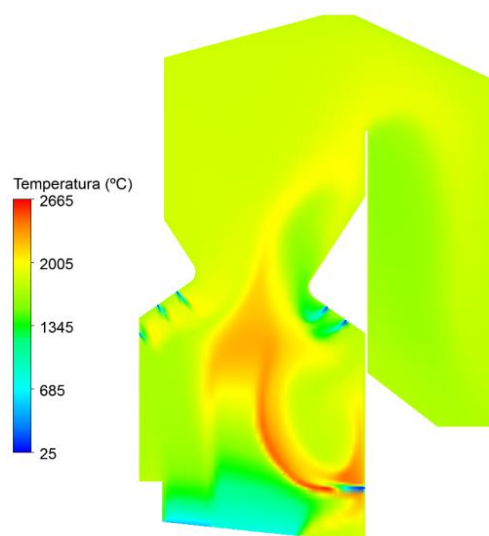


Figura 6.1 Perfil de temperatura no interior da caldeira – Caso 1

No entanto, a configuração dos injetores de ar secundário é muito importante para melhorar a eficiência da combustão da biomassa e deve ser capaz de promover a mistura dos voláteis libertados pela biomassa e o oxigénio fornecido pelos injetores de forma a permitir uma combustão completa. Desta forma, a emissão de poluentes pode ser reduzida com um *design* adequado da caldeira.

Como já se pôde observar na geometria da caldeira, esta é constituída na parte central por arcos nas paredes laterais da fornalha. Este *design* da caldeira foi desenvolvido pela Babcock & Wilcox [15], [31] no final dos anos 1970 especificamente para a combustão de biomassa e tem como objetivo criar uma zona de combustão controlada na fornalha. O ar secundário localizado dentro e abaixo dos arcos penetra e queima o combustível volátil libertado do leito, bem como partículas sólidas arrastadas no fluxo ascendente.

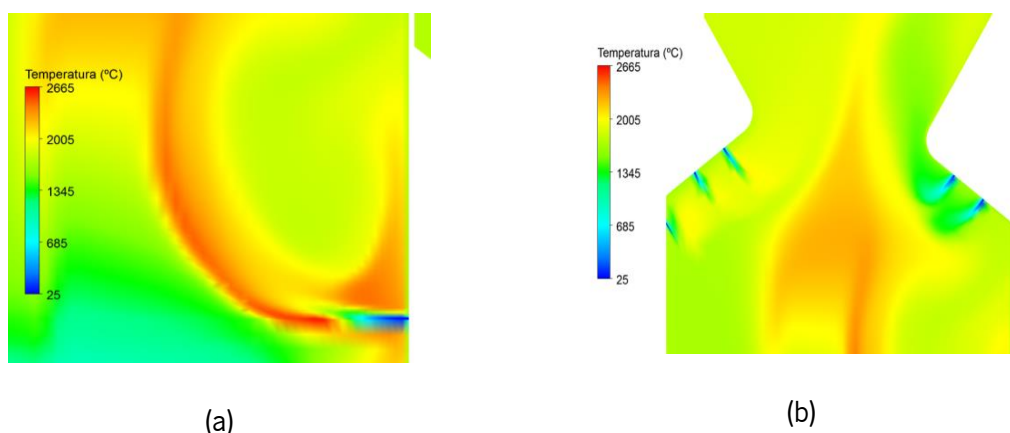


Figura 6.2 (a) Perfil de temperatura junto ao injetor inferior da parede lateral direita; (b) Perfil de temperatura na zona central da fornalha - Caso 1

Os dois arcos, presentes nas paredes opostas, definem uma zona de combustão e criam uma secção transversal menor para promover a ocorrência da mistura dos produtos de combustão. Porém, o resultado da penetração inadequada e da presença dos arcos, é que o fluxo que entra na fornalha superior é concentrado no centro, onde a velocidade vertical e temperatura dos gases é elevada (figura 6.2 (b)). Isto cria grandes gradientes de temperatura e de velocidade no fluxo dos produtos de combustão que entram na secção de convecção da fornalha. Este facto pode ser constado pelos resultados obtidos na simulação CFD e que estão presentes na figura 6.1 e 6.3.

Na figura 6.3 é possível observar que a velocidade mais elevada é de aproximadamente 42 m/s, sendo este valor devido ao caudal de ar secundário definido para a simulação.

Por outro lado, é interessante notar que na zona acima do injetor inferior de ar secundário na parede direita existe um vórtice que promove a mistura dos produtos de combustão com o ar secundário levando assim a um aumento de temperatura nesta zona (ver figura 6.4 (a)).

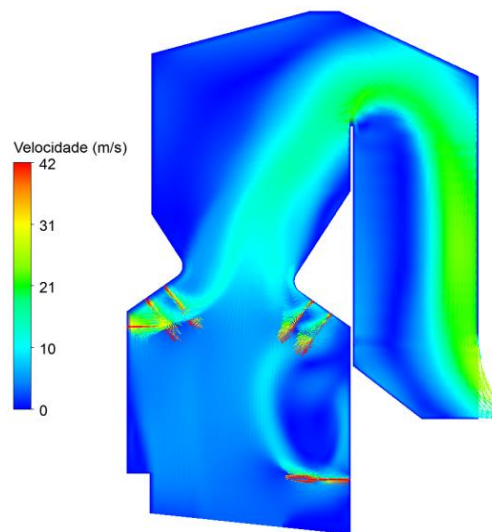


Figura 6.3 Perfil de velocidade dos produtos de combustão no interior da caldeira – Caso 1

No entanto, referir que na saída da caldeira existe um aumento da velocidade que é devido à existência de um vórtice (figura 6.4 (b)) que faz com que a área por onde o escoamento dos produtos de combustão passe seja menor e, portanto, faz com que a velocidade neste local aumente.

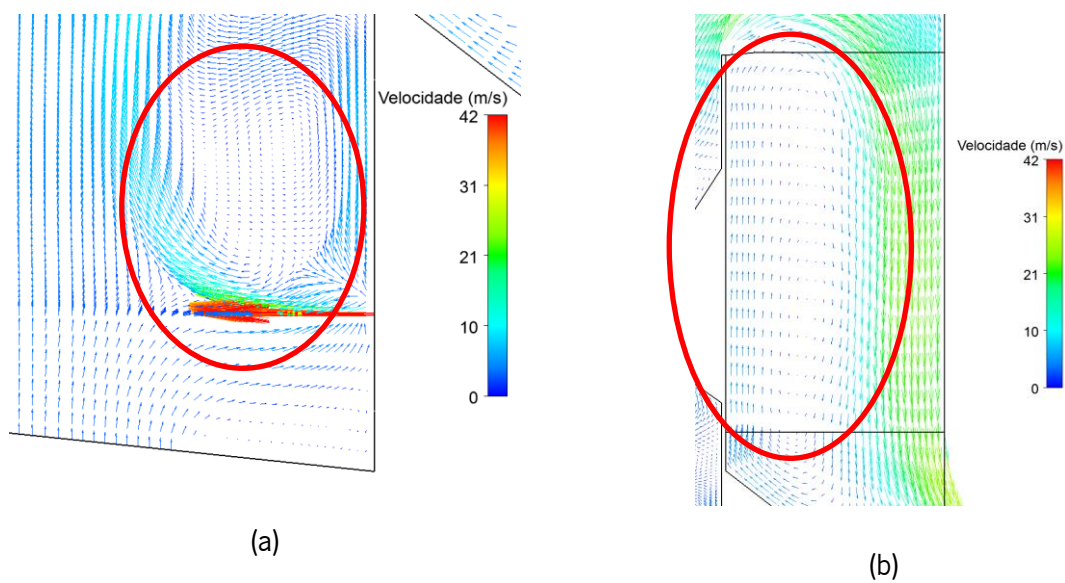


Figura 6.4 (a) Vórtice gerados junto à parede lateral; (b) Vórtice gerado no local dos permutadores de calor – Caso 1

Uma característica geral das reações de oxidação é a existência de taxas muito rápidas nas regiões dos injetores de ar secundário. Os injetores de ar secundário proporcionam condições favoráveis de reação em termos de oxigénio e elevados níveis de turbulência, assegurando uma boa mistura do oxidante com os voláteis.

As taxas de reação mais rápidas são encontradas em torno dos injetores de ar de secundário devido à maior quantidade de oxigénio presente, para ocorrerem as reações de oxidação. Este facto é confirmado através dos resultados obtidos da taxa de reação do monóxido de carbono (ver figura 6.5). Assim, a localização e o *design* destes injetores são parâmetros essenciais no controlo do processo de combustão na fornalha. O calor libertado pelas taxas de reações rápidas irá proporcionar a transferência de calor por radiação à superfície de combustível na grelha promovendo assim o início dos processos de secagem e desvolatilização. Consequentemente, estes injetores controlam e mantêm a localização da frente de reação na superfície de combustível numa posição fixa. Isto é importante para se obter um grau aceitável de queima de combustível. Os injetores de ar secundário, na parede curva da fornalha, fornecem o oxigénio necessário para completar a combustão dos voláteis e em especial do monóxido de carbono.

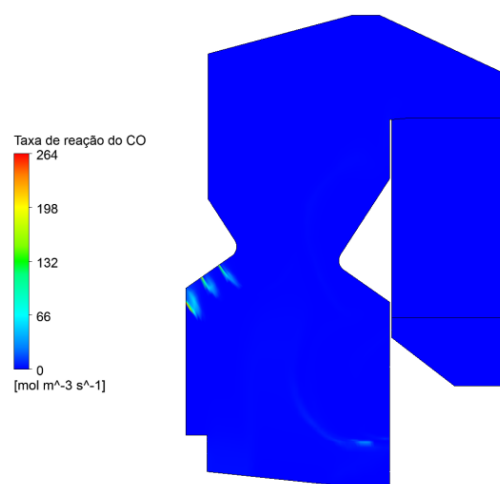


Figura 6.5 Taxa de reação do CO – Caso 1

As figuras 6.6 (a) e (b) representam as frações mássicas do monóxido de carbono e do dióxido de carbono no interior da fornalha.

É possível constatar que os pequenos injetores do sistema de ar misturam o oxigénio por eles fornecido com os gases libertados, devido à decomposição térmica, promovendo assim a rápida oxidação do CO na região inferior da fornalha. As regiões mais quentes na fornalha ocorrem devido á oxidação do CO pelos injetores de ar secundário. A reação de oxidação do CO é controlada não apenas pela sua mistura com o oxigénio mas também pela temperatura. Porém, pela figura 6.5 é possível constatar que a taxa de oxidação do CO é puramente dependente da mistura entre o oxigénio e os produtos de combustão.

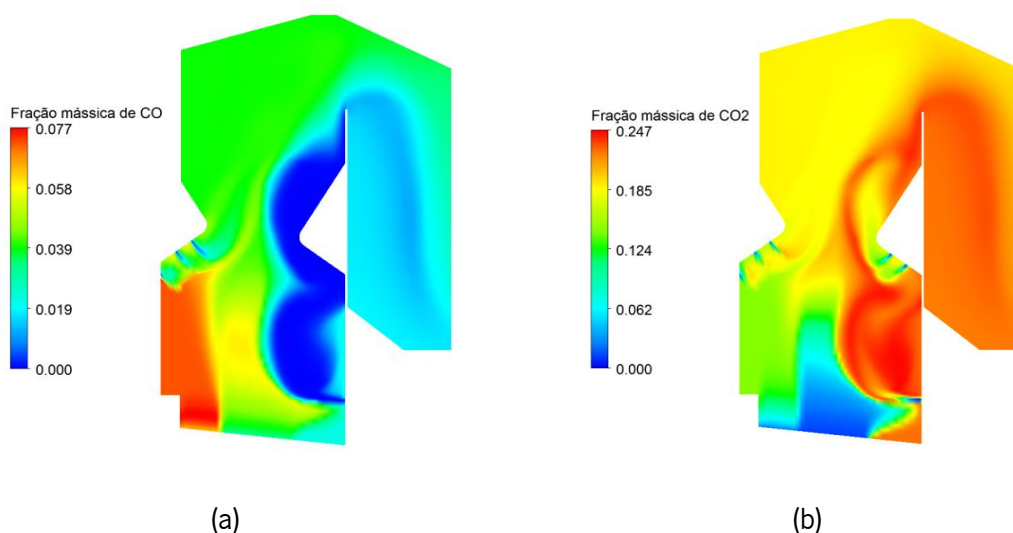


Figura 6.6 (a) Fração mássica de CO no interior da caldeira; (b) Fração mássica de CO₂ no interior da caldeira – Caso 1

O monóxido de carbono (figura 6.6 (a)) é quase completamente oxidado formando dióxido de carbono. No entanto, referir que na saída da caldeira obteve-se uma fração mássica média de monóxido de carbono de 0.02.

É de mencionar que a emissão de CO está relacionada, essencialmente, com o *design* da caldeira e o excesso de ar em demasia utilizado no processo de combustão. Deste modo, a mistura dos voláteis com o ar de combustão poderá ser melhorada se um injetor fosse localizado na parede lateral esquerda à mesma altura que o primeiro injetor na parede lateral direita. Como se conseguiu observar na figura 6.5, os voláteis libertados na primeira secção não reagem imediatamente acima da

grelha pois não existe nenhum injetor nas proximidades. Assim, com esta alteração, a oxidação dos produtos de combustão ocorreria imediatamente.

No que diz respeito às emissões de CO_2 (figura 6.6 (b)), a fração mássica média obtida na saída foi de 0.22. Com este resultado verifica-se que o ar secundário de facto permite a oxidação do CO uma vez que o CO_2 definido como *input* na simulação foi de 0.023 e 0.012 para as duas diferentes secções da grelha. Portanto, se existir uma maior quantidade de ar secundário para que a penetração dos injetores de ar secundário seja maior, obter-se-á uma maior quantidade de CO_2 e uma menor quantidade de CO.

Desta forma, acredita-se que a má mistura neste tipo de caldeiras é muitas vezes um resultado do diâmetro relativamente pequeno dos injetores de ar secundário que proporcionam uma fraca penetração dos injetores no escoamento dos produtos de combustão. Deste modo, uma solução relativamente simples para este problema seria utilizar menos injetores mas com um diâmetro maior [15], [31], [44], [48]. No entanto, o espaço e a disposição dos injetores também são fatores muito importantes para melhorar o processo de combustão na fornalha. Se o espaço entre injetores é demasiado pequeno irá existir uma fraca mistura entre o oxigénio e os produtos de combustão uma vez que o escoamento do ar injetado pelos injetores vai ser afetado.

6.2 Influência do Ar Secundário – Caso 2

No caso 2 foram mantidas todas as condições de fronteira utilizadas no caso 1 à exceção do caudal de ar secundário que é aumentado para 23,205 m^3/h , incrementando assim o rácio entre ar secundário e primário de 0.4 para 0.7.

No perfil de temperatura ilustrado na figura 6.7 (a), a temperatura mais elevada é de 2,710 °C e, ocorre também como no caso anterior (figura 6.1) devido à mistura dos produtos de combustão com o oxigénio fornecido pelo injetor inferior de ar secundário presente na parede lateral direita da caldeira.

Devido à maior quantidade de oxigénio fornecida pelos injetores de ar secundário no caso 2, obteve-se um pico de temperatura máxima mais elevado neste caso quando comparado com o caso anterior. O fornecimento de um maior caudal de ar secundário permite que mais oxigénio esteja disponível para as reações de oxidação dos produtos de combustão ocorrerem levando assim a uma

maior quantidade de energia libertada. Por este motivo, no caso 2 existe um aumento da temperatura média no interior da fornalha.

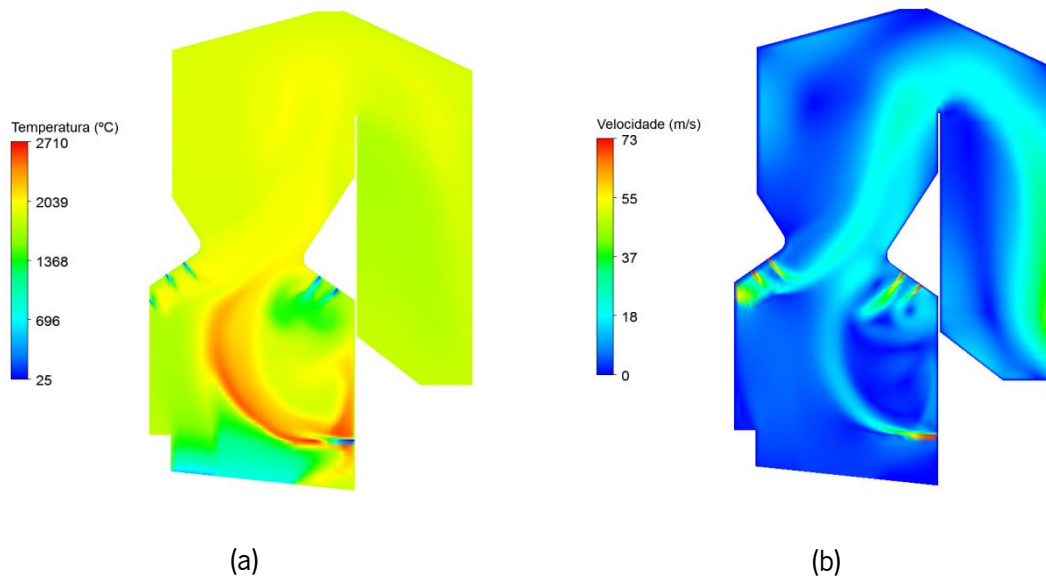


Figura 6.7 (a) Perfil de temperatura no interior da caldeira; (b) Perfil de velocidade dos produtos de combustão no interior da caldeira – Caso 2

Novamente devido ao facto de no caso 2 se utilizar um caudal de ar secundário superior, é possível observar pela figura 6.7 (b) que os valores mais elevados de velocidade, 73 m/s, ocorrem nos locais próximos dos injetores de ar secundário.

Por outro lado, é interessante notar que neste caso, tal como no caso 1, na zona acima do injetor inferior de ar secundário na parede direita, bem como na zona dos permutadores de calor existe também um vórtice (figura 6.8 (a) e (b)).

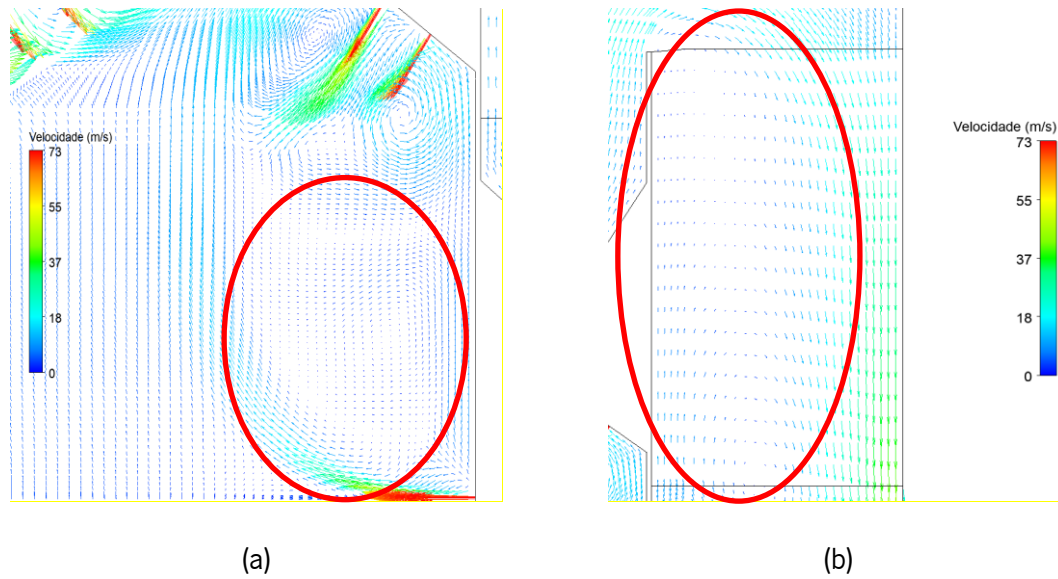


Figura 6.8 (a) Vórtice gerados junto à parede lateral; (b) Vórtice gerado no local dos permutadores de calor – Caso

2

No que diz respeito à taxa de reação do monóxido de carbono, nos locais próximos dos injetores de ar secundário são obtidos maiores valores. Este facto é confirmado através dos resultados obtidos da taxa de reação do monóxido de carbono (ver figura 6.9). Quando comparado com a taxa de reação do caso 1, verifica-se que a taxa de reação do presente caso é mais elevada e apresenta um perfil mais prolongado, e com maiores valores, devido à maior penetração dos injetores de ar secundário e maior disponibilidade de oxigénio devido à utilização de um maior caudal de ar secundário.

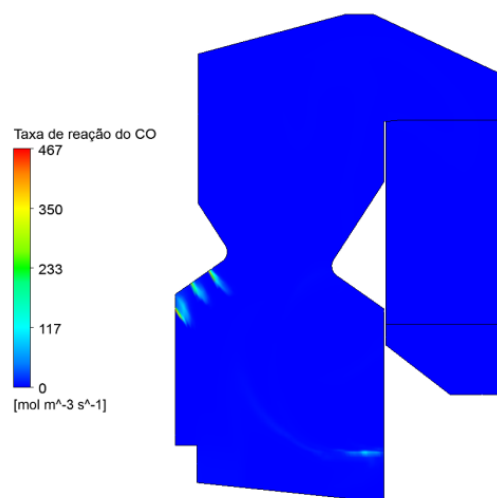


Figura 6.9 Taxa de reação do CO – Caso 2

O monóxido de carbono é quase completamente oxidado formando dióxido de carbono (ver figura 6.10 (a) e (b)). Mas a diferença entre o presente caso e o anterior é pequena porém, no caso 2 devido à maior temperatura e maior disponibilidade de oxigénio para ocorrer a reação de oxidação obteve-se na saída da caldeira uma fração média mássica de CO de 0.01 sendo que no caso anterior tinha sido de 0.02. A maior penetração dos injetores de ar secundário também foi um fator preponderante para a ocorrência de uma maior oxidação dos produtos de combustão.

No que diz respeito às emissões de CO_2 (figura 6.10 (b)), como já seria de esperar, obteve-se também um maior valor médio da fração mássica deste composto químico no caso 2 (0.23) sendo que no caso 1 obteve-se 0.22. Portanto, face a estes resultados é possível afirmar que com mais ar secundário houve uma maior quantidade de monóxido de carbono oxidada quando comparado com o caso base e, por isso, o aumento da temperatura média no interior da caldeira no caso 2.

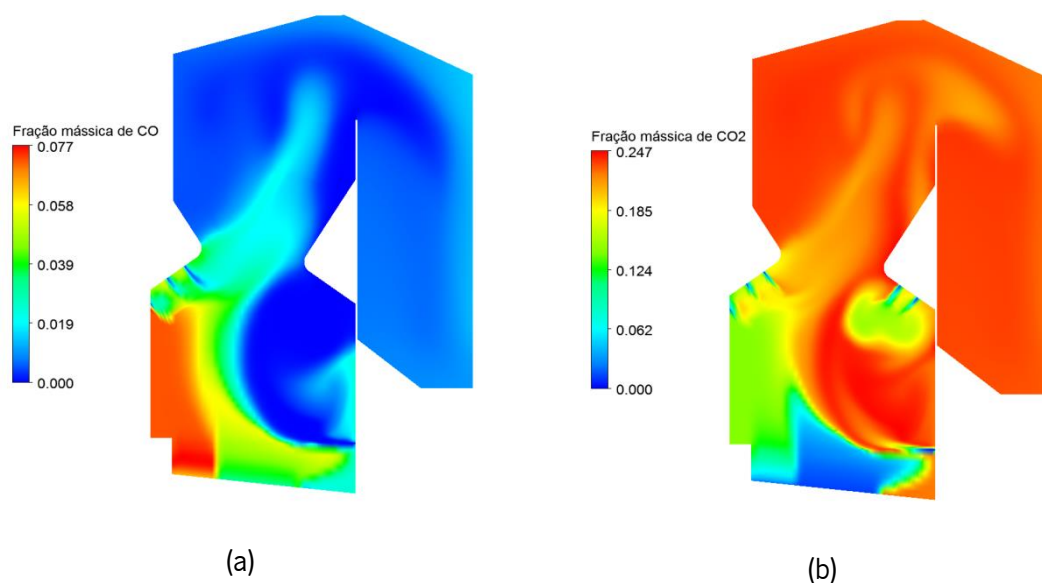


Figura 6.10 (a) Fração mássica de CO no interior da caldeira; (b) Fração mássica de CO₂ no interior da caldeira –
Caso 2

6.3 Influência da Recirculação dos Produtos de Combustão – Caso 3

No caso 3 foram mantidas todas as condições de fronteira utilizadas no caso 1 mas, foi acrescentado um injetor na parede lateral direita de modo a representar um injetor de recirculação dos produtos de combustão. Neste último caso, como existe um ventilador para reintroduzir os produtos de combustão com um elevado caudal (9,050 m³/h) foi considerado que a composição química poderia ser aproximada à composição do ar uma vez que a fração dos produtos de combustão quando comparada com a fração de ar do ventilador era muito pequena. No entanto, estimou-se que a temperatura dos produtos recirculados seria de aproximadamente de 100 °C.

No caso 3, a temperatura média no interior da fornalha é menor quando comparada com os restantes casos simulados. Este facto deve-se à utilização do injetor de recirculação uma vez que este promove uma diminuição considerável da temperatura na parede lateral direita da caldeira. Esta diminuição da temperatura média inibe assim os injetores de ar secundário de oxidarem os produtos de combustão e, portanto, não há energia libertada neste local da fornalha.

Este fenómeno devido à recirculação dos produtos de combustão vai de encontro ao objetivo desta técnica que é promover uma diminuição da temperatura no interior da fornalha de modo a não ocorrer a formação de óxidos de azoto pela via térmica.

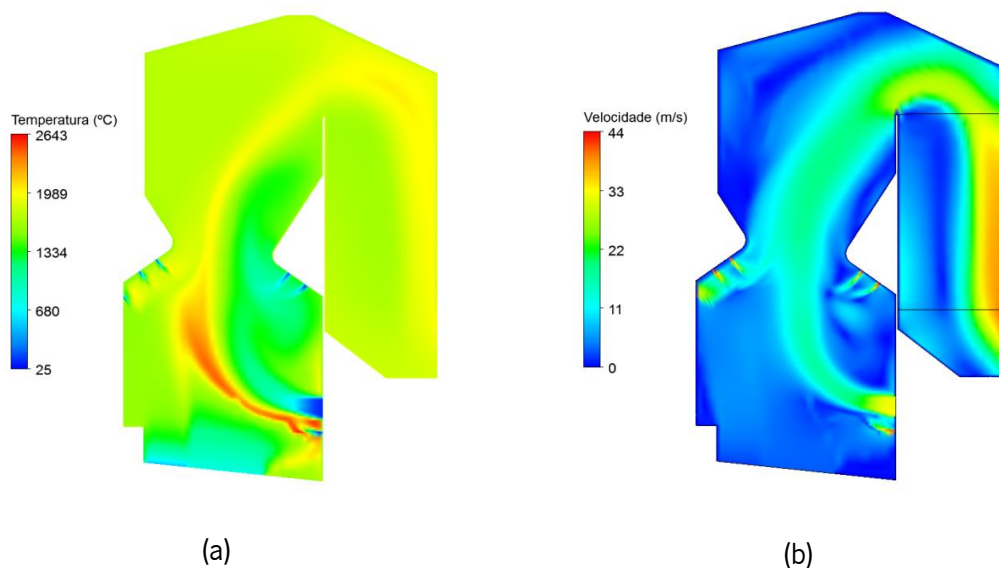


Figura 6.11 (a) Perfil de temperatura no interior da caldeira; (b) Perfil de velocidade dos produtos de combustão no interior da caldeira – Caso 3

Por sua vez, o caso 3 possui aproximadamente a mesma velocidade máxima que o caso 1 uma vez que a velocidade máxima deve-se ao caudal de ar secundário definido e, nestes dois casos o caudal de ar secundário utilizado para a simulação foi o mesmo (figura 6.11 (b)). No entanto, mais uma vez, na saída da caldeira existe um aumento de velocidade, tal como nos outros casos anteriores, devido ao vórtice gerado junto à parede onde se situam os permutadores de calor.

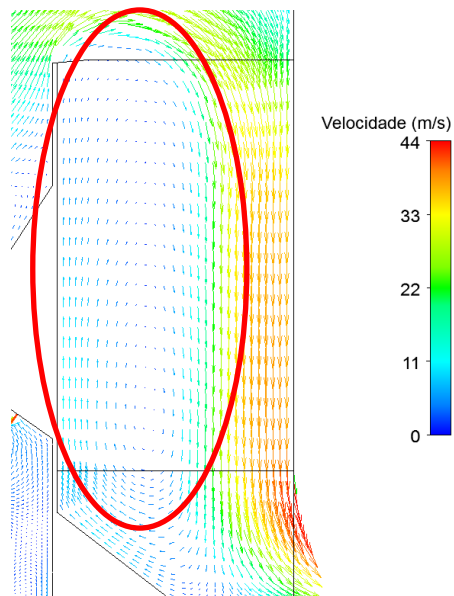


Figura 6.12 Vórtice gerado no local dos permutadores de calor – Caso 3

Porém, no presente caso o aumento de velocidade é mais evidente devido ao facto do caudal que circula no interior da fornalha ser maior comparativamente com os outros casos. Este facto comprova que com a recirculação dos produtos de combustão há um aumento do risco de existirem problemas de erosão pelo facto de muitas vezes não serem removidas as partículas de pequenas dimensões que possuem assim, velocidades consideráveis.

As taxas de reação do monóxido de carbono são, novamente, mais rápidas nos locais próximos dos injetores de ar de secundário (ver figura 6.13). No entanto, apresentam valores mais baixos quando comparado com o caso 2 mas, ligeiramente maiores do que o caso 1.

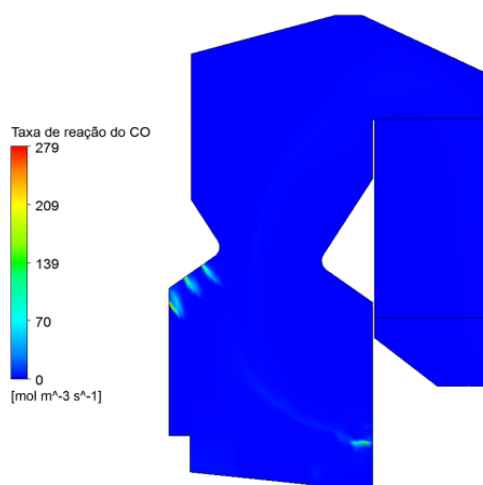


Figura 6.13 Taxa de reação do CO – Caso 3

O monóxido de carbono (figura 6.14 (a)) é quase completamente oxidado formando dióxido de carbono nos três diferentes casos. No entanto, referir que na saída da caldeira do caso 3 obteve-se a menor média da quantidade da fração mássica de monóxido de carbono. (0.001) dos três casos simulado. Deste modo, no que diz respeito às emissões de CO_2 (figura 6.14 (b)) obteve-se também a menor fração mássica média na saída da caldeira, com um valor igual a 0.207.

A emissão reduzida de CO e CO_2 no caso 3 está relacionada com as baixas taxas de reação de oxidação dos produtos de combustão incluído a oxidação do CO. Por isso se obtiveram valores médios reduzidos das frações mássicas CO e CO_2 e valores médios relativamente elevados de oxigénio e azoto na saída para o caso 3. Este fenómeno acontece devido à redução da temperatura devido ao funcionamento do injetor de recirculação reduzindo assim as reações de oxidação.

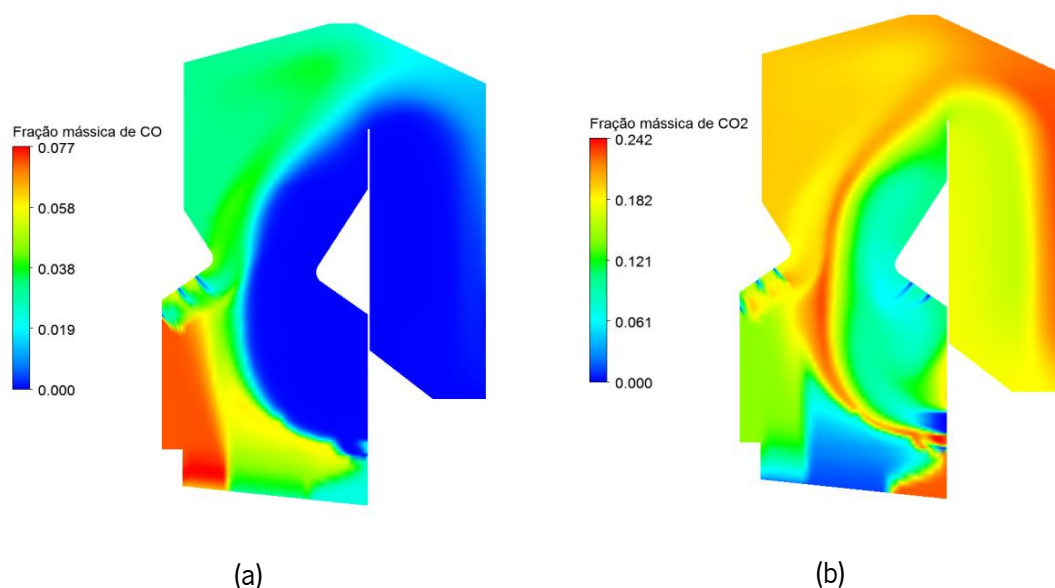


Figura 6.14 (a) Fração mássica de CO no interior da caldeira; (b) Fração mássica de CO₂ no interior da caldeira – Caso 3

6.4 Influência da Alteração da Constante do Modelo EDCM

Uma vez que vários autores ([42], [48]) mencionaram que a temperatura máxima obtida nas simulações é uma consequência da constante A do modelo de combustão *Eddy Dissipation* decidiu-se realizar mais uma simulação numérica tendo como base o caso 1 de modo a verificar a influência da constante A . Assim, o valor padrão da constante A foi alterado de 4 para 0.6, tal como já tinha sido testado por outros autores [42], [48].

A temperatura máxima obtida para o presente caso foi de 2,476 °C o que confirma que a temperatura máxima é afetada por esta constante (figura 6.15).

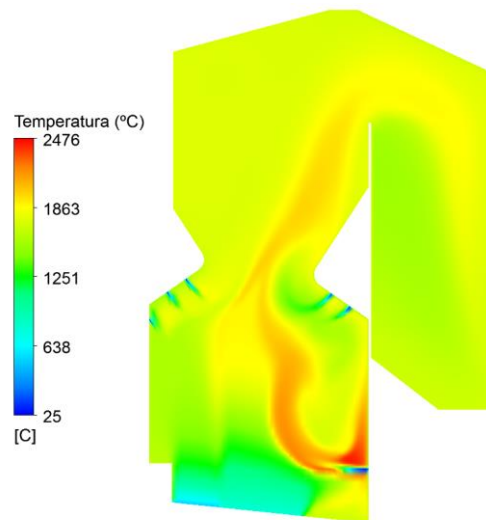


Figura 6.15 Temperatura no interior da caldeira

No entanto, a reação de oxidação do monóxido de carbono para o presente caso foi extremamente reduzida e tendo assim, maiores concentrações de monóxido de carbono no domínio. Este fenómeno acontece devido à baixa temperatura na fornalha não promovendo assim a oxidação do monóxido de carbono. Este facto é ilustrado pela figura 6.16 (a) e (b).

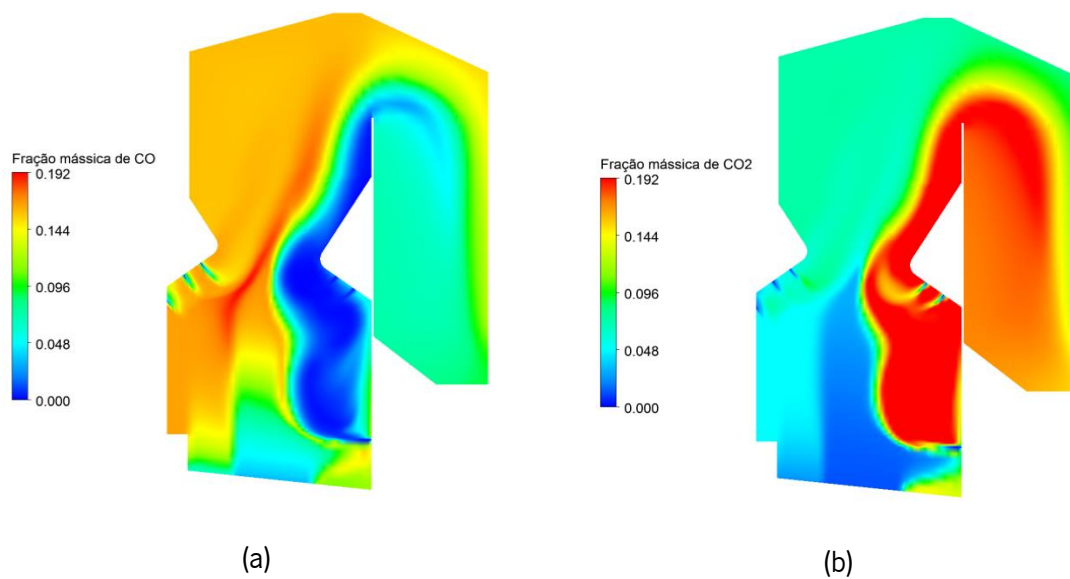


Figura 6.16 (a) Fração mássica de CO; (b) Fração mássica de CO₂ no interior da caldeira

Face aos resultados obtidos, pode-se afirmar que se se comprovar que a temperatura máxima da simulação do caso de estudo base (caso 1) for considerada demasiado elevada, a constante A do modelo de combustão *Eddy Dissipation* deverá ser ajustada de modo a obter um valor próximo do que de facto se obtém na realidade.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo final são apresentadas as conclusões obtidas durante a realização da presente dissertação.

No entanto, para além de todas as conclusões, são também apresentadas sugestões de aspetos que poderão ser aperfeiçoados e que poderão ser muito úteis para trabalhos próximos sobre o tema no qual se debruçou esta dissertação.

7.1 Conclusões

O trabalho da presente dissertação consistiu no desenvolvimento de um modelo numérico CFD para a caracterização e otimização da queima em grelha na caldeira da Central de Mortágua.

Existem diferentes abordagens para realizar a modelação da combustão da biomassa mas, é necessário notar que as condições de fronteira requerem valores precisos porque são a base para o cálculo da temperatura, da velocidade e da concentração das diferentes espécies no interior de uma caldeira.

Esta dissertação, no que diz respeito à modelação da combustão da biomassa, centra-se na modelação do leito de biomassa através de um modelo independente e externo e a modelação CFD no programa ANSYS Fluent®. Assim, o domínio é dividido em duas áreas principais: o leito de biomassa e o volume interior da caldeira imediatamente acima do leito. O ANSYS Fluent® é utilizado para a simulação do escoamento e das reações químicas no interior da fornalha. Por outro lado, um modelo empírico de decomposição térmica do leito é utilizado para determinar as condições de fronteiros, que são utilizadas no *software* de CFD.

Deste modo, a combustão da biomassa considera duas zonas separadas mas que são perfeitamente acopladas pois ambas são uma consequência. Este tipo de metodologia tem sido utilizada por diferentes autores e resultados aceitáveis já foram demonstrados possíveis através da utilização desta abordagem [39], [49].

Portanto, pode-se concluir que os códigos atuais de CFD, como ANSYS Fluent® tornaram-se ferramentas muito práticas para análise da fase gasosa de equipamentos de combustão mas, é necessário um modelo que caracterize a decomposição térmica da biomassa na grelha para obter dados como a composição, caudal e temperatura dos produtos de combustão ao longo da grelha, porque a qualidade dos resultados da simulação é fortemente afetado pela qualidade dos dados de entrada na simulação de CFD.

Assim, a fim de desenvolver um modelo CFD fiável, deve ser tomado cuidado não apenas na geração de malha e na definição dos modelos que representam os fenómenos físicos e químicos que são características da combustão mas também atenção especial deve ser dada às condições de fronteira que são utilizadas na simulação CFD, a fim de obter resultados fiáveis. Deste modo, uma validação do modelo da decomposição térmica da biomassa deve ser realizada para que resultados precisos e fiáveis sejam obtidos.

Porém, os resultados obtidos através da metodologia utilizada mostraram que os cálculos CFD representam uma ferramenta eficiente para a otimização da combustão de biomassa em grelha e, o mecanismo de combustão global prevê razoavelmente as emissões de monóxido de carbono e dióxido de carbono no interior da fornalha. No entanto, no interior da fornalha, a mistura dos gases com o ar de combustão pode ser alvo de melhorias.

Portanto, os resultados das investigações numéricas podem ser considerados como orientações para um melhor controlo do processo de combustão da biomassa em grelha.

7.2 Sugestões de Trabalhos Futuros

Após realização da presente dissertação, pode-se afirmar que de uma forma geral foram cumpridos os objetivos estabelecidos inicialmente. Todavia, existem aspetos que não faziam parte dos objetivos da presente dissertação ou aspetos que podem ser melhoradas e na opinião do autor podem ser alvo de trabalhos futuros pois poderão acrescentar melhorias. Por isso, algumas sugestões para trabalhos futuros são apresentadas de seguida.

Relativamente ao modelo empírico que foi utilizado para fornecer as condições de entrada para a simulação numérica CFD da combustão dos produtos de combustão, este poderá ser alvo de uma validação através de trabalhos experimentais. Como é perceptível, os resultados experimentais irão fornecer não só informações valiosas sobre o processo de combustão, mas também os dados necessários para a modelação, bem como os dados para a validação de modelos. Esta tarefa tem de facto muita relevância porque a composição da biomassa normalmente utilizada em processos de combustão é bastante diversa, não só no que diz respeito à composição química mas também ao seu tamanho, estado de decomposição térmica e distribuição ao longo da grelha, uma vez que no leito formado pela biomassa poderão ocorrer diferentes reações ao mesmo tempo e em diferentes locais. Deste modo, sugere-se o desenvolvimento de um modelo que permita fornecer variações de temperatura, caudal e concentração dos produtos de combustão ao longo da grelha. Este modelo seria de facto uma mais-valia pois, a qualidade dos resultados da simulação CFD é fortemente afetada pela qualidade, fiabilidade e precisão dos dados de entrada.

No que diz respeito à modelação da fase gasosa, o mecanismo de reação poderá sofrer alterações. Assim, poderá ser acrescentada a reação de dissociação do dióxido de carbono que acontece a altas temperaturas, formando novamente monóxido de carbono. Uma outra reação que poderá ser acrescentada e substituirá as reações químicas dos produtos de combustão, excetuando-se a reação de oxidação do monóxido de carbono, é a reação de um composto químico cuja fórmula química representa a aglomeração dos voláteis numa única espécie [33], [44], [48]. Por outro lado, poder-se-á também estudar a formação de óxidos de azoto na caldeira quer pela via do mecanismo do combustível quer pela via térmica. Para isto ser possível terá que se analisar as reações químicas que permitem a formação deste poluente e inseri-las no programa CFD.

Por fim, poderão ser realizados outros estudos como por exemplo o estudo da deposição de partículas nas superfícies da caldeira. Isto é possível através da inclusão na simulação numérica do escoamento de partículas [67]. O facto de as partículas serem arrastadas deve-se essencialmente ao caudal de ar primário ser de tal modo elevado permitindo que as partículas sejam sopradas para o interior da caldeira. Normalmente estas partículas são cinzas e inqueimados de pequenas dimensões.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] R. Saidur, E. A. Abdelaziz, A. Demirbas, M. S. Hossain, and S. Mekhilef, "A review on biomass as a fuel for boilers," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 5, pp. 2262–2289, 2011.
- [2] A. Demirbas, "Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 31, no. 2, pp. 171–192, 2005.
- [3] DGEG, "Balanço Energético Sintético." [Online]. Available: <http://www.dgeg.pt/>. [Accessed: 15-Jun-2015].
- [4] European Commission, "Biomass: An Energy Resource for the European Union." Office for Official Publication of the European Communities, Luxembourg, p. 20, 2000.
- [5] EDP, "Centrais Termoeletricas a Biomassa," 2015. [Online]. Available: http://www.a-nossa-energia.edp.pt/centros_produtores/producao.php?cp_type=te&map_type=te. [Accessed: 14-May-2015].
- [6] J. Chaney, H. Liu, and J. Li, "An overview of CFD modelling of small-scale fixed-bed biomass pellet boilers with preliminary results from a simplified approach," *Energy Convers. Manag.*, vol. 63, pp. 149–156, 2012.
- [7] C. Yin, L. A. Rosendahl, and S. K. Kær, "Grate-firing of biomass for heat and power production," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 34, no. 6, pp. 725–754, 2008.
- [8] B. Piriou, G. Vaitilingom, B. Veyssière, B. Cuq, and X. Rouau, "Potential direct use of solid biomass in internal combustion engines," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 39, no. 1, pp. 169–188, 2013.
- [9] T. Nussbaumer, "Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction," *Energy and Fuels*, vol. 17, no. 6, pp. 1510–1521, 2003.
- [10] G. Hewitt, *Process heat transfer*. Boca Raton, 1994.
- [11] M. Costa and P. Coelho, *Combustão*, 2d ed. Amadora, 2012.

- [12] P. Basu, *Boilers and Burners: design and theory*. New York, Springer, 2000.
- [13] L. Rosendahl, *Biomass combustion science, technology and engineering*, Woodhead P. 2013.
- [14] S. Van Loo and J. Koopejan, *The Handbook of Biomass Combustion & Co-firing*. Earthscan, 2008.
- [15] B. & Wilcox, *Steam: its generation and use*, 40th ed. Barberton, 1992.
- [16] T. H. Meldgaard, "Numerical Investigation with Detailed Chemistry of CO Reduction in Biomass Combustion," Tese de Mestrado, Aalborg University, 2009.
- [17] T. Klason, "Modelling of Biomass Combustion in Furnaces," Tese de Doutorado, Lund Institute of Technology, 2006.
- [18] E. Ferreira, "Apontamentos da Unidade Curricular de Energia e Ambiente 6." Universidade do minho, 2016.
- [19] T. Florea, C. Marty, T. Nocquet, and M. Al Haddad, "Nitrogen oxides abatement numerical investigation within a reciprocating grate biomass fired boiler," in *Join Meeting: French and Italian Sections - IFRF and The Combustion Institute*, 2014.
- [20] P. Glarborg, A. D. Jensen, and J. E. Johnsson, "Fuel nitrogen conversion in solid fuel fired systems," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 29, no. 2, pp. 89–113, 2003.
- [21] S. C. Hill and L. D. Smoot, "Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 26, no. 4, pp. 417–458, 2000.
- [22] J. Collazo, J. Porteiro, J. L. Míguez, E. Granada, and M. A. Gómez, "Numerical simulation of a small-scale biomass boiler," *Energy Convers. Manag.*, vol. 64, pp. 87–96, 2012.
- [23] E. Houshfar, R. A. Khalil, T. Løvås, and Ø. Skreiberg, "Enhanced NO_x reduction by combined staged air and flue gas recirculation in biomass grate combustion," *Energy and Fuels*, vol. 26, no. 5, p. 9, 2012.
- [24] B. Staiger, S. Unterberger, R. Berger, and K. R. G. Hein, "Development of an air staging technology to reduce NO_x emissions in grate fired boilers," *Energy*, vol. 30, no. 8 SPEC. ISS., pp. 1429–1438, 2005.
- [25] G. Stubenberger, R. Scharler, S. Zahirović, and I. Obernberger, "Experimental investigation of

- nitrogen species release from different solid biomass fuels as a basis for release models,” *Fuel*, vol. 87, no. 6, pp. 793–806, 2008.
- [26] T. Klason and X. S. Bai, “Computational study of the combustion process and NO formation in a small-scale wood pellet furnace,” *Fuel*, vol. 86, no. 10–11, pp. 1465–1474, 2007.
- [27] B. Vasconcelos, “Estudo de uma câmara de combustão de biomassa,” Tese de Mestrado, Universidade do Minho, 2008.
- [28] N. Griselin, “CFD Simulation of Gas and Particles Combustion in Biomass Furnaces,” Tese de Licenciatura, Lund Institute of Technology, 2000.
- [29] H. Spliethoff, *Power Generation from Solid Fuels*. Berlin, Heidelberg, Springer, 2010.
- [30] K. L. Jorgensen, R. Wessel, and J. Strempek, “Numerical Simulation of Combustion Air Systems for Large Industrial Boilers,” in *ASME 2002 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2002, p. 8.
- [31] J. R. Strempek and K. L. Jorgensen, “Use of Numerical Modeling to Compare Overfire Air Systems on Stoker-Fired Furnaces,” p. 9, 2008.
- [32] S. Dukelow, *Improving Boiler Efficiency*. Research Triangle Park, 1981.
- [33] B. Rajh, C. Yin, and N. Samec, “CFD modeling and experience of waste-to-energy plant burning waste wood,” *14th Int. Waste Manag. Landfill Symp.*, p. 13, 2013.
- [34] B. Albrecht, R. Baastians, J. van Oijen, and L. Goey, “NO_x Emissions Modeling in Biomass Combustion Grate Furnaces,” p. 10, 2006.
- [35] H. Khodaei, Y. M. Al-Abdeli, F. Guzzomi, and G. H. Yeoh, “An overview of processes and considerations in the modelling of fixed-bed biomass combustion,” *Energy*, vol. 88, pp. 946–972, 2015.
- [36] H. H. Frey, B. Peters, H. Hunsinger, and J. Vehlow, “Characterization of municipal solid waste combustion in a grate furnace,” *Waste Manag.*, vol. 23, no. 8, pp. 689–701, 2003.
- [37] J. Porteiro, J. Collazo, D. Patiño, E. Granada, J. C. M. Gonzalez, and J. L. Míguez, “Numerical modeling of a biomass pellet domestic boiler,” *Energy and Fuels*, vol. 23, no. 2, pp. 1067–1075, 2009.

- [38] M. Miltner, A. Makaruk, M. Harasek, and A. Friedl, "CFD-modelling for the combustion of solid baled biomass," *Fifth Int. Conf. CFD Process Ind.*, no. December, pp. 1–6, 2006.
- [39] H. Thunman, F. Ghirelli, B. Leckner, and L. Amand, "Modelling and verifying experiments on the whole furnace," Goteborg, Sweden, 1999.
- [40] T. Klasen and K. Gorner, "Numerical Calculation and Optimisation of a large Municipal Solid Waste Incinerator Plant," *2nd Int. Symp. Inciner. Flue Gas Treat. Technol. Univ. Sheff.*, p. 11, 1999.
- [41] J. Larfeldt, L. Tao, and N. Berge, "Development of an engineering tool for design and optimisation of biomass combustion in grate fired boilers," in *Proceedings of 5th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, 11-14 April, 2000*.
- [42] R. Scharler and I. Obernberger, "Numerical Modelling of Biomass Grate Furnaces," *5th Conf. Ind. Furn. Boil.*, p. 17, 2000.
- [43] R. Scharler, I. Obernberger, G. Längle, and J. Heinzle, "CFD analysis of air staging and flue gas recirculation in biomass grate furnaces," *1st World Conf. Biomass Energy Ind.*, vol. II, no. June, p. 4, 2000.
- [44] S. K. Kær, "Numerical modelling of a straw-fired grate boiler," *Fuel*, vol. 83, no. 9, pp. 1183–1190, 2004.
- [45] C. Ryu, Y. B. Yang, V. Nasserzadeh, and J. Swithenbank, "Thermal Reaction Modeling of a Large Municipal Solid Waste Incinerator," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 176, no. 11, pp. 1891–1907, 2004.
- [46] Y. Bin Yang, R. Newman, V. Sharifi, J. Swithenbank, and J. Ariss, "Mathematical modelling of straw combustion in a 38 MWe power plant furnace and effect of operating conditions," *Fuel*, vol. 86, no. 1–2, pp. 129–142, 2007.
- [47] Y. Bin Yang, V. N. Sharifi, and J. Swithenbank, "Converting moving-grate incineration from combustion to gasification - Numerical simulation of the burning characteristics," *Waste Manag.*, vol. 27, no. 5, pp. 645–655, 2007.
- [48] C. Yin, L. A. Rosendahl, S. K. Kær, S. Clausen, S. L. Hvid, and T. Hille, "Mathematical modeling and experimental study of biomass combustion in a thermal 108 MWth grate-fired boiler,"

- Energy & Fuels*, vol. 22, no. 2, pp. 1380–1390, 2008.
- [49] J. Porteiro, J. Collazo, E. Granada, D. Patiño, J. C. M. Gonzalez, and J. L. Miguez, “Numerical Modeling of a Biomass Pellet Domestic Boiler,” *Energy and Fuels*, vol. 23, no. 2, pp. 1067–1075, 2009.
- [50] H. Thunman, F. Niklasson, F. Johnsson, and B. Leckner, “Composition of volatile gases and thermochemical properties of wood for modeling of fixed or fluidized beds,” *Energy and Fuels*, vol. 15, no. 6, pp. 1488–1497, 2001.
- [51] B. Jin, L. Yan, B. Higgins, and G. Liu, “CFD Modeling of Biomass Combustion for Conversion Application,” *Clear. Coal Conf.*, p. 12, 2011.
- [52] T. Nussbaumer, M. Kiener, and P. Horat, “Fluid dynamic optimization of grate boilers with scaled model flow experiments, CFD modeling, and measurements in practice,” *Biomass and Bioenergy*, vol. 76, pp. 11–23, 2015.
- [53] EDP, “Centrais Termoeletricas a Biomassa,” 2015. [Online]. Available: http://www.a-nossa-energia.edp.pt/centros_produtores/fotos_videos.php?item_id=72&cp_type=te§ion_type=fotos_videos. [Accessed: 14-May-2015].
- [54] H. Sabelstrom, “Diffusion of solid fuel on a vibrating grate,” Tese de Douturamento, Aalborg University, 2007.
- [55] Y. B. Yang, C. Ryu, J. Goodfellow, V. N. Sharifi, and J. Swithenbank, “Modelling Waste Combustion in Grate Furnaces,” *Process Saf. Environ. Prot.*, vol. 82, no. 3, pp. 208–222, 2004.
- [56] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method*, Technical, Harlow, 1995.
- [57] J. M. Rhine, *Modelling of gas-fired furnaces and boilers and other industrial heating processes*. London, British Gas, 1991.
- [58] H. Ferziger, *Computational methods for fluid dynamic*, 2nd ed. Berlin, Springer, 1999.
- [59] ANSYS, “ANSYS FLUENT Theory Guide.” Canonsburg, USA, 2013.
- [60] A. Matos, “Optimização de Asas Laminares para Aeronaves ‘pro-green,’” Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico, 2009.

- [61] N. Gonçalves, “Método dos Volumes Finitos em Malhas Não-Estruturadas,” Tese de Mestrado, Universidade do Porto, 2007.
- [62] ANSYS, “ANSYS FLUENT 12.0 User’s Guide.” 2009.
- [63] D. Neves, H. Thunman, A. Matos, L. Tarelho, and A. Gómez-Barea, “Characterization and prediction of biomass pyrolysis products,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 37, no. 5, pp. 611–630, 2011.
- [64] X. S. Bai, N. Griselin, T. Klason, and J. Nilsson, “CFD modelling of biomass combustion in small-scale boilers.”
- [65] M. A. Gómez, J. Porteiro, D. Patiño, and J. L. Míguez, “CFD modelling of thermal conversion and packed bed compaction in biomass combustion,” *Fuel*, vol. 117, no. PART A, pp. 716–732, 2014.
- [66] A. Lundborg, “Simulation of the flue gas flow through the superheater in a recovery boiler,” Tese de Mestrado, KTH-Royal Institute of Technology, 2006.
- [67] N. Griselin and X. S. Bai, “Particle Dynamics in a Biomass-Fired Furnace - Predictions of Solid Residence Changes With Operation,” *IFRF Combust. J.*, p. 30, 2000.
- [68] C. Birnie and E. Obert, “Evaluation and location of losses in a 60 MW power station,” *Midwest Power Conf.*, vol. 11, pp. 187–192, 1949.
- [69] H. Feng, L. Chen, and F. Sun, “Exergoeconomic optimal performance of an irreversible closed Brayton cycle combined cooling, heating and power plant,” *Appl. Math. Model.*, vol. 35, no. 9, pp. 4661–4673, 2011.
- [70] A. Rashad and A. El Maihy, “Energy and Exergy Analysis of a Steam Power Plant in Egypt,” *Energy Sources, Part A Recover. Util. Environ. Eff.*, p. 12, 2009.
- [71] I. H. Aljundi, “Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 2–3, pp. 324–328, 2009.
- [72] T. Ganapathy, N. Alagumurthi, R. P. Gakkhar, and K. Murugesan, “Exergy analysis of operating lignite fired thermal power plant,” *J. Eng. Sci. Technol. Rev.*, vol. 2, no. 1, pp. 123–130, 2009.
- [73] P. Regulagadda, I. Dincer, and G. F. Naterer, “Exergy analysis of a thermal power plant with

- measured boiler and turbine losses," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 8–9, pp. 970–976, 2010.
- [74] V. S. Reddy, S. C. Kaushik, S. K. Tyagi, and N. Panwar, "An Approach to Analyse Energy and Exergy Analysis of Thermal Power Plants: A Review," *Smart Grid Renew. Energy*, vol. 1, no. 3, pp. 143–152, 2010.
- [75] D. Mitrovic, D. Zivkovic, and M. Lakovic, "Energy and Exergy analysis of a 348.5 MW Steam power plant," *Energy Sources, Part A Recover. Util. Environ. Eff.*, 2010.
- [76] A. Bhattacharya, D. Manna, B. Paul, and A. Datta, "Biomass integrated gasification combined cycle power generation with supplementary biomass firing: Energy and exergy based performance analysis," *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 2599–2610, 2011.
- [77] R. J. Naik, B. L. V. S. Gupta, and G. S. Sharma, "Exergy Analysis of 4.5 MW Biomass Based Steam Power Plant," *IOSR J. Humanit. Soc. Sci.*, vol. 1, no. 1, pp. 1–4, 2012.
- [78] C. Li, C. Gillum, K. Toupin, and B. Donaldson, "Biomass boiler energy conversion system analysis with the aid of exergy-based methods," *Energy Convers. Manag.*, vol. 103, pp. 665–673, 2015.
- [79] T. Kotas, *Exergy analysis of Simple Processes, in: The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Malabar, 1985.
- [80] G. Tsatsaronis, "Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 19, no. 3, pp. 227–257, 1993.
- [81] S. Allen, G. Hammond, and M. McManus, "Energy and Environmental Analysis, Technology Characterization: Microturbines, Energy and Environmental Analysis," *ICF Int. Company, Alington, Virginia*, 2008.
- [82] Y. Çengel, *Termodinâmica*, 3th ed. Boston: McGraw-Hill, 2001.
- [83] A. Bejan, *Advanced engineering thermodynamics*, 2nd, LinkJ ed. New York, 1997.
- [84] I. Dincer, *Exergy: energy, environment and sustainable development*, 1st, Elsev ed. Oxford, 2007.
- [85] F. Barclay, *Combined power and process: an exergy approach*. London, Professional Engineering Publishing, 1998.

- [86] A. Ferreira, L. Nunes, S. Teixeira, L. Martins, and J. Teixeira, "Exergy efficiency optimization for Gas Turbine Based Cogeneration Systems," in *ASME Conference Proceedings*, 2013.

ANEXOS

ANEXO A – DESENHO REPRESENTATIVO DA INSTALAÇÃO DA CENTRAL

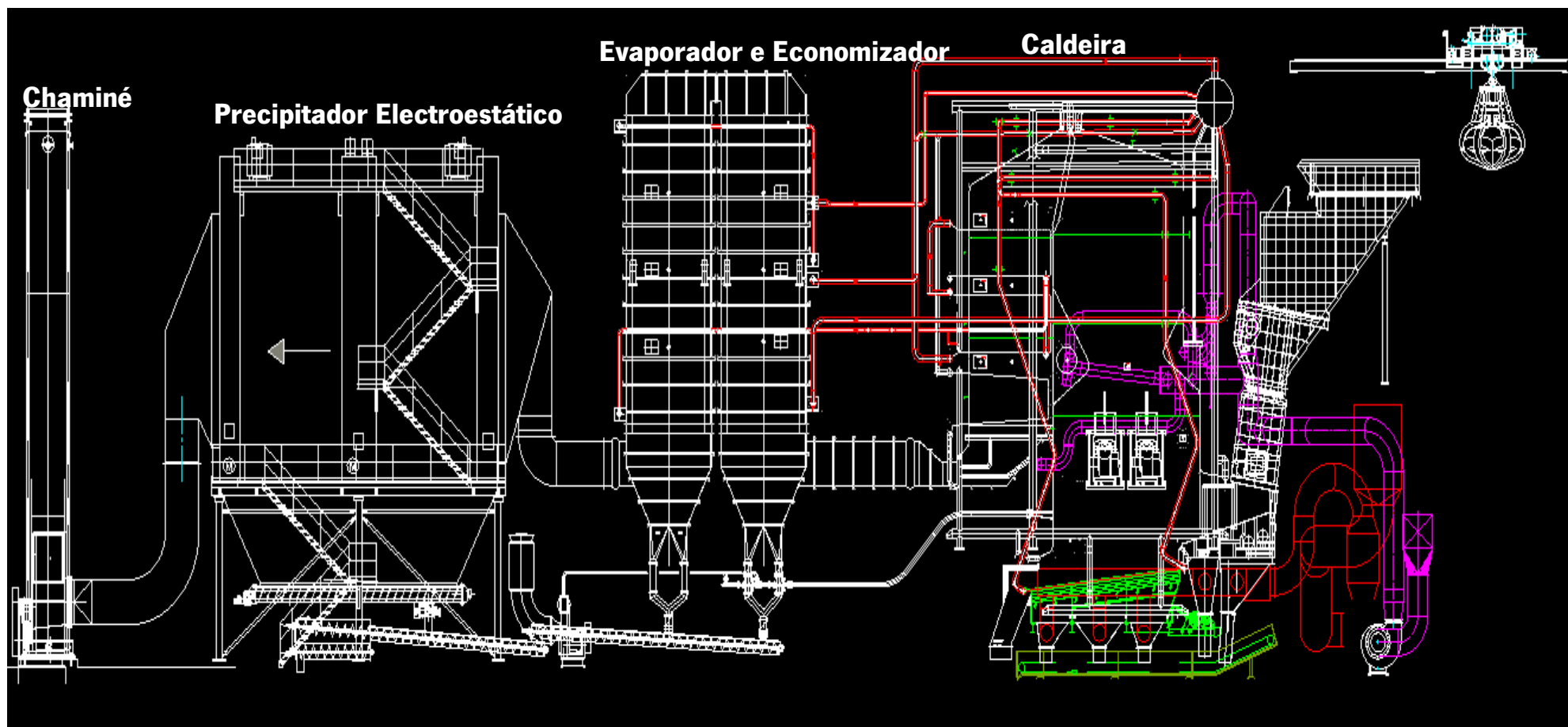


Figura A.1 Esquema representativo da Central Termoelétrica de Mortágua

ANEXO B – BALANÇO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO

Neste Anexo é apresentada a análise energética e exergética da central termoelétrica de Mortágua. O objetivo deste anexo é desenvolver e detalhar a análise da conversão da energia que ocorre na central, a partir de uma perspectiva de energia e exergia determinando a energia perdida e útil no ciclo termodinâmico e a destruição de exergia. O efeito de variação da carga sobre a análise energética e exergética também é investigado.

Introdução

É essencial que as fontes de energia sejam utilizadas de forma eficiente e entender o que pode ser melhorado na central. Por esta razão, a análise de energia e exergia é uma ferramenta utilizada por vários investigadores e, geralmente, estas análises são utilizadas para analisar uma central termoelétrica.

A eficiência energética é crucial na utilização de fontes de energia escassas. Esta tem sido tradicionalmente definida em termos da primeira lei da termodinâmica, embora nas últimas décadas, o conceito de análise exergética tenha sido cada vez mais difundido e aceite como uma ferramenta útil na conceção, avaliação, optimização e melhoria dos sistemas de conversão energética.

A análise energética compreende a caracterização do ciclo termodinâmico em termos entálpicos, para permitir o cálculo das trocas energéticas nos diferentes equipamentos. Nesta abordagem, calor e trabalho são tratadas como formas equivalentes de energia. Portanto, a degradação da qualidade da energia não é considerada na análise energética de primeiro princípio. Devido a esta limitação, existe um interesse considerável na utilização da análise exergética para a análise de processos térmicos. Birnie e Obert [68] foram pioneiros em 1940 na aplicação da segunda lei para análise de uma central.

A análise exergética foi utilizada para determinar a localização e a magnitude da energia degradada [69]. Diferentes abordagens utilizando análise exergética foram propostas na literatura. A análise exergética é uma ferramenta útil para avaliar o desempenho de uma central porque lida com a

qualidade da energia e revela as perdas de energia útil em todos os componentes. Por conseguinte, é possível determinar onde será mais eficaz fazer melhorias.

Rashad e El Maihy [70] realizaram uma análise através da utilização da 1ª e 2ª lei da termodinâmica de um conjunto de 4 turbinas de 1260 MW de centrais a três níveis de potência. Os autores referem que a maioria das perdas ocorre no condensador embora um rendimento global superior a 40% foi obtido, sem influência significativa da carga térmica. Por outro lado, a turbina é o principal contribuinte para as perdas de exergia.

Aljundi [71] reportou a análise de energia e exergia de uma central a vapor operada a fuelóleo, com uma capacidade de 396 MW. As maiores perdas de energia foram observadas no condensador e a eficiência exergética foi calculada como sendo de 25%.

Ganapathy et al. [72] apresentou uma análise exergética efetuada numa central a vapor de 50 MW, localizada na Índia e que tem como combustível a lenhite. Os resultados das perdas de energia e de exergia dos componentes individuais da central mostram que a perda de energia máxima é de 39% e ocorre no condensador, enquanto a perda máxima de exergia é de 42.73% e ocorre na câmara de combustão. De referir que mais de 57% das perdas de exergia têm lugar dentro da caldeira. Portanto, para melhorar o desempenho da central a câmara de combustão requer modificações para reduzir a destruição exergia. A eficiência exergética da central é de 27%. Por outro lado, os resultados da análise energética apresentam que a eficiência energética da central calculada através da primeira lei é de 27%.

Regulagadda et al [73] realizaram uma análise exergética de um ciclo de Rankine operando em condições subcríticas com uma potência de 32 MW e que tem como combustível o carvão. A caldeira utilizada na central em questão é uma caldeira de leito fluidizado e da central é projetada para utilizar um condensador refrigerado a ar. A eficiência térmica obtida foi de 30% enquanto que a eficiência exergética verificou-se ser de 25%. Os autores também referem que a caldeira é o componente com maior potencial de melhoria da eficiência.

Reddy et al [74] realizou uma análise termodinâmica de uma central térmica a carvão e uma cogeração com turbina a gás. A análise de energia e exergia foi estudada para os diferentes componentes de ambas as centrais. A análise através da primeira lei mostrou que grande perda de

energia foi encontrada no condensador e a análise segundo a segunda lei mostrou que a câmara de combustão em ambas as centrais é a principal fonte de irreversibilidade.

Mitrović et al [75] apresentou a análise energética e exergética de uma central termoelétrica a carvão na Sérvia com uma potência de 348.5 MW. Esta análise foi realizada utilizando os dados de operação da instalação da central a 100% e 60% da carga total. Os componentes da central são analisados separadamente e foram identificados e quantificados os locais que têm as maiores perdas de energia e exergia. Os resultados mostram que as perdas de energia ocorreram principalmente no condensador, onde 421 MW são perdidos para o ambiente (79.35% das perda total de energia), enquanto apenas 105.78 MW foram perdidos a partir da caldeira (19.93% da perda total de energia). No entanto, a taxa de irreversibilidade da caldeira é mais elevada do que as taxas de irreversibilidade dos outros componentes. A maior destruição de exergia foi encontrada na caldeira (88.2%), seguido pelas turbinas (9.5%). Além disso, a eficiência térmica do ciclo calculada com base no valor do poder calorífico inferior do combustível foi de 39% enquanto a eficiência exergética do ciclo de foi de 35.77%.

Bhattachary et al [76] realizaram uma análise termodinâmica de uma central de ciclo combinado de gaseificação de biomassa com base em balanços de energia e exergia. Os resultados obtidos mostram que, em geral a eficiência térmica é 42.84% e a eficiência exergética é de 36.86%. Além disso, as principais fontes de destruição de exergia são os dispositivos envolvidos em reações químicas e de transferência de calor, como o gaseificador, câmara de combustão, geradores de vapor com recuperação de calor e o permutador de calor.

Jyothu et al [77] realizou uma análise exergética numa central a vapor de 4.5 MW em Karempudi, na Índia. A eficiência térmica da central é cerca de 18.25% e a eficiência exergética é 16,89%. Os resultados da análise exergética indicam que a destruição máxima de exergia ocorre na caldeira com um valor de 49.17% da destruição total de exergia. Portanto, a irreversibilidade associada a reações químicas é a principal fonte de destruição de exergia.

Li et al [78] estabeleceu um quadro teórico para a análise exergética e análise exergia avançada de uma caldeira de biomassa. Estas análises podem ser utilizadas tanto para o diagnóstico e otimização de uma caldeira de biomassa, bem como para a conceção de uma nova caldeira de biomassa. Os resultados da análise exergética avançados indicam que uma extensa pesquisa deve ser concentrada no processo de combustão de um sistema de caldeira de biomassa, porque a destruição

máxima exergia ocorre no processo de combustão. Li et al [78] relata também que: 1) o aumento da humidade da biomassa reduz a temperatura de chama adiabática, que por sua vez diminui a eficiência exérgica da caldeira; 2) aumentar o excesso de ar leva a que a eficiência exérgica da caldeira e a temperatura adiabática de chama diminua. Portanto, é necessário manter os níveis de excesso de ar tão baixos quanto possível para ajudar a manter a destruição de exergia em níveis baixos; 3) aumentar a temperatura do vapor irá reduzir a destruição de exergia; 4) As perdas de exergia referem-se à perda de carbono não queimado, perdas por radiação e perdas devido à libertação de gás pela chaminé a temperatura superior à da temperatura ambiente.

A presente análise energética e exérgica considera três cargas térmicas a capacidade/carga nominal (100%) e cargas parciais de 80% e 65% da carga e baseia-se nos parâmetros reais de operação da central que foram adquiridos durante o funcionamento normal da central e incluem: o caudal de biomassa e de ar, as medições de temperatura dos gases de combustão em toda a instalação, e a composição química do gás resultante da combustão, embora uma extensa determinação das variáveis de energia (pontos de ajuste, calor e trabalho) fora calculada por vários balanços de massa e de energia no sistema. A análise elementar da biomassa resultante de uma mistura de várias fontes foi medida para além da sua humidade (variando entre 20 e 45%, dependendo das fontes). A análise foi realizada para um combustível com um teor de humidade de 35%. A tabela B.1 resume os parâmetros de operação de interesse.

Tabela B.1 Condições de operação a diferentes cargas

Variável	100%	80%	65%
Caudal mássico de combustível (kg/s)	3.19	2.54	2.05
Caudal mássico dos gases de combustão (kg/s)	33.46	26.62	21.52
Temperatura dos gases na chaminé (°C)	188	177	169

Análise Energética

A primeira lei da termodinâmica estabelece o princípio de conservação da energia num sistema. No caso de um sistema fechado, a energia final é igual à soma da energia inicial, bem como a energia que entra pelas fronteiras.

No caso de um ciclo termodinâmico, há sequências de processos que começam e terminam no mesmo estado. Assim, pode ser introduzida uma expressão geral que representa o balanço de energia para um dado volume de controlo de acordo com a primeira lei da termodinâmica [79]:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{u_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) - \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{u_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) \quad (B.1)$$

Sendo E a energia total no interior do volume de controlo, g a aceleração gravítica, \dot{Q} e \dot{W} a energia térmica e o trabalho (potência mecânica) que é trocado com o sistema, \dot{m}_{in} e \dot{m}_{out} o caudal mássico que atravessa o volume de controlo, h_{in} e h_{out} a entalpia de entrada e saída do fluido, v_{in} e v_{out} a velocidade de entrada e saída do fluido e por fim, z_{in} e z_{out} a cota de entrada e de saída.

A energia total no interior do volume de controlo pode ser calculada através da Equação B.2:

$$E = E_{int} + E_{kin} + E_{pot} \quad (B.2)$$

A energia cinética (E_{kin}) e as variações de energia potencial (E_{pot}) podem ser negligenciadas, porque, quando comparada com os valores de energia na forma de trabalho e de calor (representadas por E_{int} – Energia interna) apresentam um valor insignificante (valor muito pequeno) e, por conseguinte, a equação (B.1) que representa o equilíbrio de energia é reduzido a:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (B.3)$$

A análise da central foi efetuada considerando os componentes principais. A tabela B.2 mostra as equações de balanço de energia, utilizando os princípios atrás mencionados, para cada um dos principais componentes pertencentes à central termoeletrica.

Tabela B.2 Sumário das equações do balanço de energia para cada componente da central

Componente do sistema	Equação
Caldeira	$\dot{Q}_{\text{fluid}} = \dot{m}_{\text{water}} (h_{\text{out}} - h_{\text{in}})$ (B.4)
	$\dot{Q}_r = \dot{m}_r \cdot PCI$ (B.5)
Turbina	$\dot{W}_T = \dot{m}_{\text{in}} h_{\text{in}} - \sum \dot{m}_{\text{out}} h_{\text{out}}$ (B.6)
Condensador	$\dot{Q}_{\text{fluid}} = \dot{Q}_{\text{water}}$ (B.7)
Pré-aquecedor	$\dot{Q} = \dot{m} (h_{\text{out}} - h_{\text{in}})$ (B.8)
Desgaseificador	$\dot{m}_{\text{out}} h_{\text{out}} = \sum \dot{m}_{\text{in}} h_{\text{in}}$ (B.9)

Para este caso de estudo, a potência efetiva no ciclo termodinâmico é igual à potência obtida na turbina a partir da qual é subtraído a potência das bombas utilizadas no ciclo. Portanto, a eficiência da central a biomassa pode ser obtida pela divisão da potência efetiva (diferença entre a potência da turbina e a potência das bombas) pela potência fornecida (assumindo que a potência de entrada para o ciclo é o fornecimento de calor):

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{\dot{W}_T - \sum \dot{W}_P}{\dot{Q}_{\text{fluid}}} \quad (\text{B.10})$$

Desta forma, a eficiência global de energia da central pode ser calculada usando a Equação (B.11):

$$\eta_{\text{global}} = \eta_{\text{cycle}} \eta_B \quad (\text{B.11})$$

sendo η_B a eficiência da caldeira, pode ser calculada de acordo com a Equação (B.12):

$$\eta_B = \frac{\dot{Q}_{\text{fluid}}}{\dot{Q}_f} \quad (\text{B.12})$$

Análise Exergética

A degradação de energia pode ser calculada através da quantificação de entropia e perda de trabalho e é uma abordagem comum na análise do desempenho de centrais. Informações sobre a localização, quantidade e fontes de deficiências do sistema são determinadas pela análise de exergia, que quantifica a destruição de exergia [79]–[86]. Assim, a irreversibilidade pode ser utilizada para avaliar a magnitude e a fonte de ineficiência termodinâmica num sistema térmico. Por outras palavras, a irreversibilidade representa a energia desperdiçada que poderia ter sido convertida em trabalho útil.

Deste modo, a análise exergética permite o cálculo da eficiência dos componentes do sistema, através da quantificação da entropia gerada por cada um dos componentes.

Exergia, por definição, é o trabalho útil máximo que pode ser obtido a partir de um sistema num dado estado. Variações de exergia explicam a irreversibilidade do processo devido à produção de entropia. Exergia é sempre destruída em qualquer processo e a sua redução é proporcional ao aumento da entropia do sistema. Por conseguinte, a ineficácia de um sistema pode ser medida pela destruição de exergia.

Para qualquer determinado componente, os fluxos de exergia podem ser descritos por uma equação de equilíbrio geral. As equações de balanço de exergia para cada um dos componentes da central termoelétrica podem ser derivadas a partir do balanço de exergia generalizada:

$$\dot{E}_{\text{in}} + \dot{E}^Q = \dot{E}_{\text{out}} + \dot{W} + \dot{I} \quad (\text{B.13})$$

Os termos com os índices *in* e *out* denotam, respetivamente, a exergia à entrada e à saída associado ao fluxo mássico. O termo \dot{E}^Q representa a exergia térmica positiva que atravessa a fronteira e \dot{W} é o trabalho trocado através das fronteiras. O termo \dot{I} representa a taxa de exergia de destruição ou a taxa de irreversibilidade em cada sistema ou subsistema. Exergia associada com o caudal mássico pode ser dividida em dois componentes principais: exergia física e química. No caso de

exergia física, é avaliada em termos de pressão e de temperatura, quando o sistema retorna para condições NPT através de processos reversíveis, tais como os descritos na Equação (B.14):

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (B.14)$$

onde \dot{m} é o caudal mássico, $(h - h_0)$ é a variação de entalpia e $(s - s_0)$ é a variação da entropia relativamente a uma condição de referência.

Portanto para um gás ideal, a exergia física pode ser calculada de acordo com a Equação (B.15):

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m} \left[c_p(T - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T}{T_0} - \bar{R} \ln \frac{p}{p_0} \right) \right] \quad (B.15)$$

onde T e p são a temperatura e a pressão em qualquer estado específico na central, p_0 e T_0 representam por sua vez as propriedades para condições de referência, \bar{R} é a constante dos gases e c_p o calor específico.

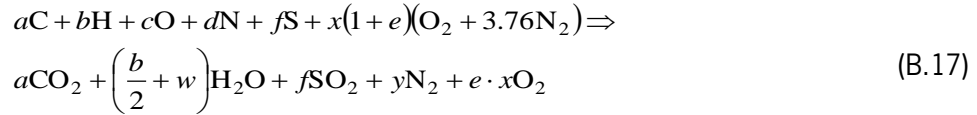
A exergia química representa a quantidade máxima de trabalho obtida quando uma substância é conduzida desde o seu estado natural para um estado inoperante pelo processo que envolve a transferência de calor e troca de substâncias. No entanto, o cálculo da exergia química dos combustíveis é complexo, porque estes não fazem parte do sistema de substâncias de referência comuns na atmosfera e equações adicionais para reações químicas devem ser incluídas. Para uma mistura num estado gasoso, uma vez conhecida a fração do volume de cada componente, a exergia química pode ser calculada através da seguinte equação:

$$\dot{E}_0 = \frac{\dot{m}}{\bar{M}} \left(\sum x_i \varepsilon_i + \tilde{R} T_0 \sum x_i \ln x_i \right) \quad (B.16)$$

onde \tilde{R} representa a constante dos gases ideais, x_i é a fração volúmica do componente i , ε_i é a exergia química molar de cada substância e \bar{M} é a massa molar da mistura.

Deste modo, a exergia química dos gases provenientes do processo de combustão é calculada considerando a fração volumétrica do componente p -th na mistura. Para este efeito, uma reação

completa da biomassa foi assumida e, portanto, o processo de oxidação que descreve a reação de combustão da biomassa com ar é dada pela reação (B.17):



onde a composição da biomassa é simplificada como um composto formado apenas por carbono (C), hidrogénio (H), oxigénio (O), azoto (N), enxofre (S) e água (H₂O). O ar atmosférico é igualmente reduzido a uma mistura de azoto e oxigénio, desprezando a contribuição dos outros constituintes do ar. Por sua vez, nos produtos de combustão apenas foi considerado a formação de dióxido de carbono (CO₂), vapor de água (H₂O) resultante da evaporação e da reação do hidrogénio do combustível, azoto, dióxido de enxofre (SO₂) e o oxigénio em excesso (O₂).

A equação (B.17) foi utilizada para determinar a fração volumétrica dos gases de combustão libertados no processo de combustão da biomassa. Os gases de combustão são então libertados para a atmosfera através da chaminé. Portanto, minimizando a perda de exergia dos gases de escape poderia melhorar a eficiência racional global da central termoelétrica. A eficiência racional da central é uma medida do desempenho da central e que é definida pela relação de exergia útil na saída e o máximo de exergia de entrada por:

$$\psi = \frac{\sum \Delta \dot{E}_{out}}{\sum \Delta \dot{E}_{in}} = 1 - \frac{\dot{I}_{global}}{\sum \Delta \dot{E}_{in}} \quad (B.18)$$

Este rácio é inferior a um, e a diferença depende do grau de irreversibilidade do processo. Para o caso de irreversibilidade total, o rácio é igual a um. A eficiência racional foi calculada para cada componente da central e para a central geral.

Consequentemente, a tabela B.3 apresenta a equação do balanço de exergia, usando os princípios acima mencionados para cada componente pertencente à central.

Tabela B.3 Resumo das equações do balanço de exergia para cada componente da central

Componentes do sistema	Equação
Caldeira	$\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = (\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in}) + \dot{I} \quad (B.19)$
Turbina	$\dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} = \dot{W}_T + \dot{I} \quad (B.20)$
Condensador	$\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in} = \dot{W}_T + \dot{I} \quad (B.21)$
Pré aquecedor	$\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = (\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in}) + \dot{I} \quad (B.22)$
Desgaseificador	$\sum \dot{E}_{in} \dot{m}_{in} = \dot{E}_{out} \sum \dot{m}_{out} + \dot{I} \quad (B.23)$

A análise da caldeira é bastante mais complexa e assume três sub-regiões, como representado na figura B.1 uma para a combustão, seguida para uma outra região de transferência de calor por parte dos gases provenientes da combustão para o gerador de vapor e, finalmente, uma irreversibilidade externa referente à libertação dos gases para a atmosfera.

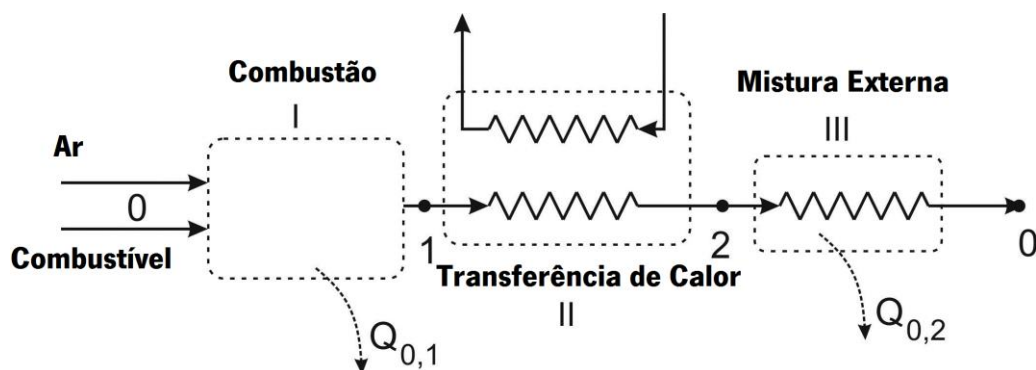


Figura B.1 Diagrama esquemático das sub-regiões para a análise do processo de combustão

A combustão (na sub-região I) converte o combustível e o ar numa mistura de produtos de combustão a uma temperatura definida pelo estado “1”. Aqui, o balanço de exergia resulta no seguinte:

$$\dot{I}_I = (\dot{E}_{ph})_a + (\dot{E}_0)_a + (\dot{E}_{ph})_f + (\dot{E}_0)_f - (\dot{E}_{ph})_p - (\dot{E}_0)_p \quad (B.24)$$

sendo $(\dot{E}_{ph})_a = (\dot{E}_0)_a = (\dot{E}_{ph})_f = 0$. Em condições ideais, se a combustão é adiabática $T_1 = T_{ad}$.

Para os permutadores de calor, a água e os produtos de combustão apenas variam a sua exergia física. Portanto, para a sub-região II tem-se o seguinte:

$$\dot{I}_{II} = (\dot{E}_0)_{p,1} - (\dot{E}_{ph})_{p,2} + (\Delta \dot{E}_{ph})_w \quad (B.25)$$

sendo $(\Delta \dot{E}_{ph})_w$ a variação da exergia física da água uma vez que o seu estado varia de líquido comprimido para vapor sobreaquecido.

Para a sub-região III, os gases de combustão são misturados com o meio ambiente e levados a um estado inoperante. T_2 é a temperatura de saída dos produtos de combustão. Portanto, considerando uma perda de calor para o ambiente, $Q_{0,2}$, para esta sub-região o balanço de exergia é dado pela equação (B.26):

$$\dot{I}_{III} = (\dot{E}_{ph})_{p,2} + (\dot{E}_0)_{p,2} \quad (B.26)$$

As propriedades dos produtos de Combustão são calculadas assumindo estes como um gás ideal com massa ponderada (para c_p) e ponderada pelo volume (para M) valores para a mistura. Perdas no processo de Combustão (combustível inqueimado; perdas por radiação) e ineficiências nos permutadores de calor são contabilizadas através da utilização do termo $Q_{0,1}$.

Resultados e Discussão

A análise energética e exergética à central foi realizada considerando a temperatura e pressão de referência ambiente como 298.15 K e 1 bar, respetivamente.

O vapor à saída da turbina de condensação é parcialmente condensado com uma percentagem de vapor de 89%. A eficiência de expansão isentrópica é 82.7% (@ 100% de carga) e este valor foi assumido constante através de toda a expansão do vapor, a fim de calcular as propriedades do vapor com as duas extrações.

A tabela B.4 resume os resultados da análise da central através da utilização da primeira lei da termodinâmica para as várias condições. A eficiência global é típica de tais centrais sem recuperação de calor. As perdas contabilizam o carbono não queimado, perdas por radiação e principalmente as perdas devido ao não aproveitamento da temperatura dos produtos de combustão que são libertados para atmosfera. Pode-se observar que a operação em carga parcial não afeta o desempenho geral.

Tabela B.4 Balanço de energia da central

Variável	100%	80%	65%
Combustível (kW)	35,136	27,952	22,599
Vapor (kW)	29,345	23,655	19,196
Perdas (kW)	5,791	4,297	3,403
Rendimento da Caldeira (%)	83.5	84.6	84.9
Potência elétrica (kW)	9,110	7,360	5,914
Rendimento isentrópico da turbina (%)	82.7	81.9	80.4
Rendimento do ciclo (%)	31.0	31.1	30.8
Rendimento da central (%)	25.9	26.3	26.2

O balanço energético global é apresentado na figura B.2, onde a magnitude relativa das perdas de energia na condensação é aparente. É evidente que a recuperação do calor de condensação seria uma via eficaz para melhorar a eficiência de energia da central.

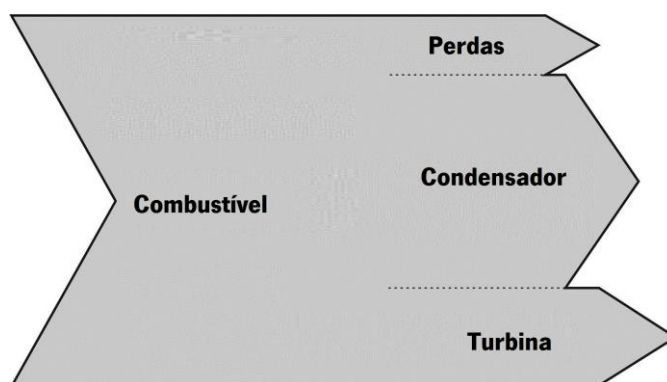


Figura B.2 Diagrama esquemático do fluxo de conversão de energia

A figura B.3 representa o balanço de energia para as três cargas térmicas que foram analisadas no presente trabalho. O modelo para a conversão de energia é observado ao longo da gama de funcionamento. De referir que se considerou que a fonte de combustível foi a mesma para todos os casos. No entanto, a utilização da biomassa de qualidade diferente (humidade ou composição) pode alterar esta funcionalidade.

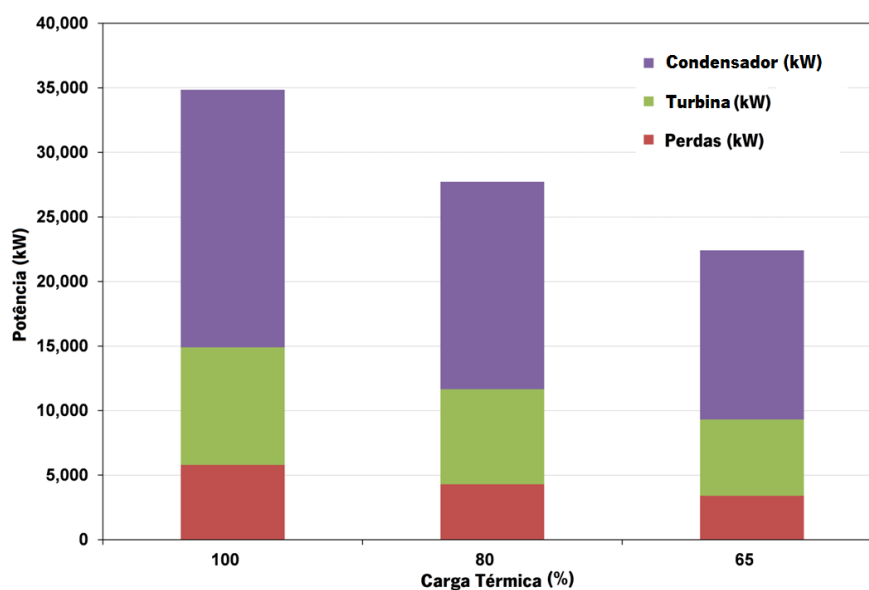


Figura B.3 Influência da carga térmica na conversão de energia na central

A exergia química da biomassa pode ser calculada a partir do seu valor de poder calorífico inferior através da equação (B.27), que é válida para combustíveis sólidos.

$$(\dot{E}_0)_f = PCI \cdot \varphi \quad (\text{B.27})$$

O fator φ depende da composição química do combustível e pode ser obtido através da equação (B.28):

$$\varphi = \frac{1.0438 + 0.1882 \frac{H}{C} - 0.2509 \left(1 + 0.7256 \frac{H}{C} \right) + 0.0383 \frac{N}{C}}{1 - 0.3035 \frac{O}{C}} \quad (\text{B.28})$$

qual para a presente composição da biomassa é de: $\varphi=1.07$. A humidade do combustível é também contabilizada. As presentes condições fazem com que: $(\dot{E}_0)_f = 12,689 \text{ kJ/kg}$.

A tabela B.5 mostra os resultados da análise de exergia na central para diferentes cargas. Esta apresenta que a exergia química do combustível é consideravelmente degradada. A maior parte da irreversibilidade ocorre na caldeira/processo de combustão embora as perdas são pequenas.

Tabela B.5 Irreversibilidades da central

Variável	Carga térmica (%)		
	100	80	65
Irre. da Combustão (kW)	27,773	22,630	18,398
Irre. da Turbina (kW)	2,246	1,263	1,099
Irre. do Condensador (kW)	1,014	723	616
Irre. dos pré-aquecedores (kW)	138	121	107
Irre. do Desgaseificador (kW)	193	146	112

	Carga térmica (%)		
Variável	100	80	65
Exergia do combustível (kW)	40,530	32,243	26,068
Eficiência exergética (%)	22.48	22.83	22.01

A figura B.4 mostra a irreversibilidade nas principais partes da central. É possível observar que o processo de combustão na fornalha representa a maior parte da destruição de energia na central. As perdas externas e os gradientes de temperatura elevada são as principais causas para tal comportamento.

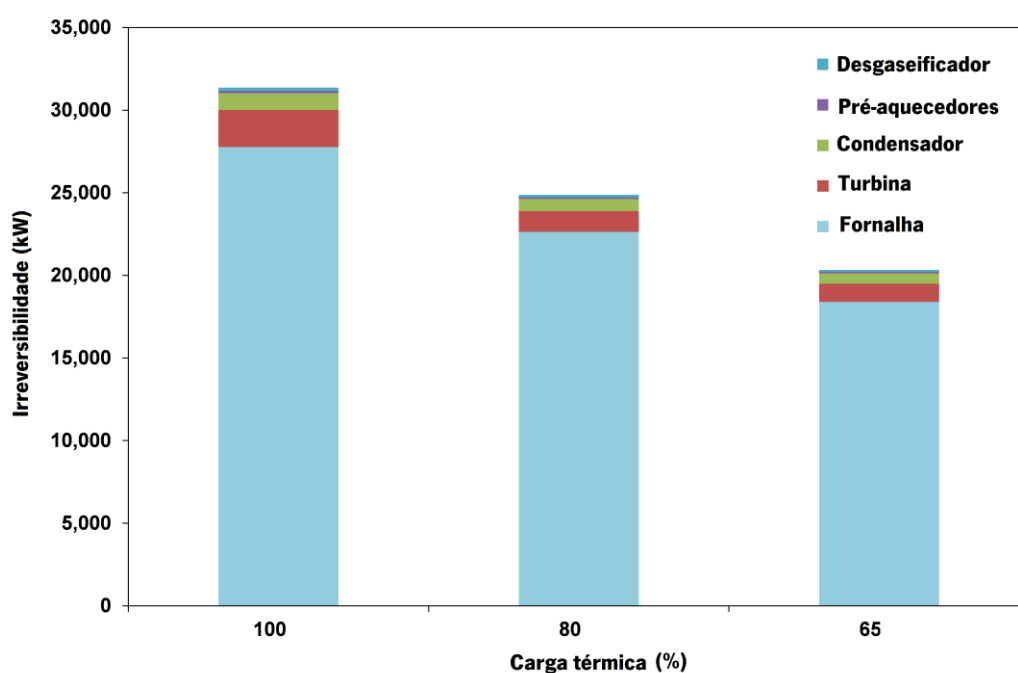


Figura B.4 Distribuição irreversibilidade pelos componentes da central

Por outro lado, a irreversibilidade no condensador é uma ordem de grandeza inferior à da fornalha. Nessa região, o calor é libertado a temperaturas muito baixas e a irreversibilidade térmica é reduzida. Isto ilustra que a perda de energia pode ser grande, enquanto sendo termodinamicamente

insignificante devido à sua baixa qualidade [69]. Eficiências exergéticas fornecem medidas para avaliar o desvio de idealidade. Além disso, a irreversibilidade da turbina é da mesma magnitude que o condensador. No entanto, outros componentes (pré-aquecedores e o desgaseificador) mostram uma contribuição reduzida para a irreversibilidade da central.

De acordo com a análise energética, as perdas de energia associadas com o condensador foram mais significativas, uma vez que apresentam o maior valor. Mas, a análise da exergia mostra que o seu valor de perda de exergia é inferior a 5% para os diferentes casos de estudo. Esta análise demonstra claramente que as melhorias significativas devem ser realizadas principalmente na caldeira.

A figura B.5 mostra a perda de exergia a partir da conversão da energia da biomassa em trabalho útil. A partir destes dados, a eficiência exergética (ver Equação B.18) pode ser calculada.

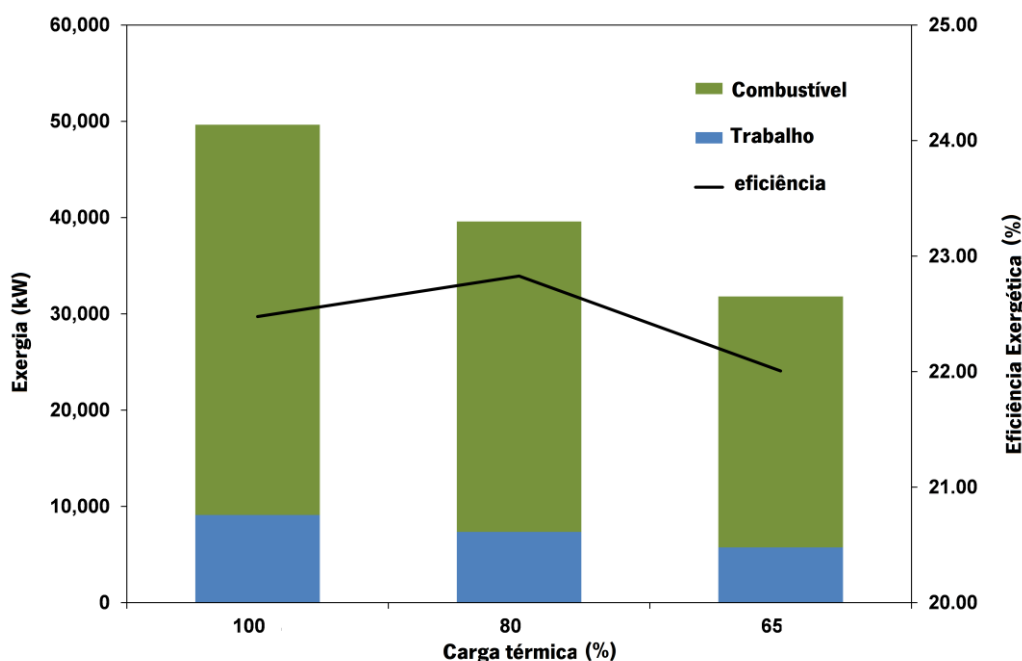


Figura B.5 Exergia do combustível e trabalho útil. Influência da carga térmica

Note-se que a eficiência exergética da central termoelétrica de Mortágua é de cerca de 22% para todas as cargas térmicas. Este valor indica que há uma quantidade significativa de irreversibilidades na central que degradam a energia de entrada em grande medida, uma vez que é

convertida em trabalho. No entanto, devido a limitações físicas, técnicas e económicas, é muitas vezes difícil de baixar a irreversibilidade total da central.

Conclusões

Neste anexo foi apresentada a análise energética e exergética da central de Mortágua. Esta análise foi realizada para três cargas térmicas, utilizando o mesmo lote de combustível. Isto foi completamente caracterizado, em termos de composição e poder calorífico. Os dados experimentais também incluem valores para a maioria dos parâmetros de funcionamento da instalação. Por isso, foi necessário utilizar a primeira e a segunda lei da termodinâmica para avaliar a eficiência da central.

A análise energética e exergética forneceram informações muito úteis sobre a conversão de energia na central. Identificaram-se os componentes nos quais poderá ser focada a atenção em termos de otimização.

Os resultados da análise energética mostram que a maior parte da perda de energia ocorre no condensador. A eficiência energética da central termoelétrica foi determinada e é aproximadamente o mesmo para as diferentes cargas ($\approx 26\%$). Este resultado é muito baixo quando comparado com outros tipos de centrais, mas está na gama observada em centrais a biomassa de pequena dimensão e que não são de cogeração. Por outro lado, por exemplo as centrais de ciclo combinado têm, no máximo, rendimentos de 60% [86].

O balanço de exergia aplicado a um processo, expressa a quantidade do potencial de trabalho utilizável (ou exergia) fornecido como entrada para o sistema que foi consumido pela sua operação. A perda de exergia fornece uma medida quantitativa da ineficiência do processo.

Os resultados mostraram que ocorre considerável destruição de exergia na câmara de combustão, o que é devido às reações químicas e à grande diferença de temperatura entre a zona principal do queimador e o fluido de trabalho que sai, depois da diluição com o ar. A eficiência exergética da central foi calculada como sendo de aproximadamente 22% para todas as cargas térmicas.

Em todas as condições analisadas, é a caldeira que apresenta uma maior destruição de exergia. Portanto, com estes resultados, é possível afirmar que os esforços para melhorar o

desempenho da central termoelétrica de Mortágua deve ser dirigido para a melhoria do desempenho da caldeira, porque a energia perdida no condensador é termodinamicamente insignificante devido à sua baixa qualidade.

Na caldeira, a destruição de exergia é afetada principalmente pelo excesso de ar utilizado no processo de combustão, pela temperatura do ar na entrada, e a humidade da biomassa. Portanto, para minimizar a perda de energia nesse dispositivo, o ar primário e a biomassa devem ser pré-aquecidos para aumentar a temperatura do ar e diminuir a humidade do combustível.

No entanto, o excesso de ar para promover a combustão completa da biomassa deverá ser otimizado de modo a que não haja excesso de ar nos gases de combustão.

Por outro lado, a melhoria de outros parâmetros termodinâmicos, como o aumento da temperatura e pressão de vapor ou a redução da pressão de condensação, implica alterações na conceção dos equipamentos, acarretando custos de investimento e custos associados à indisponibilidade, que dificilmente seriam economicamente viáveis mas que permitiriam aumentos significativos na eficiência global da central e, por conseguinte, conseguir-se-á a redução da destruição de exergia.

ANEXO C – DESENHO TÉCNICO DA CALDEIRA

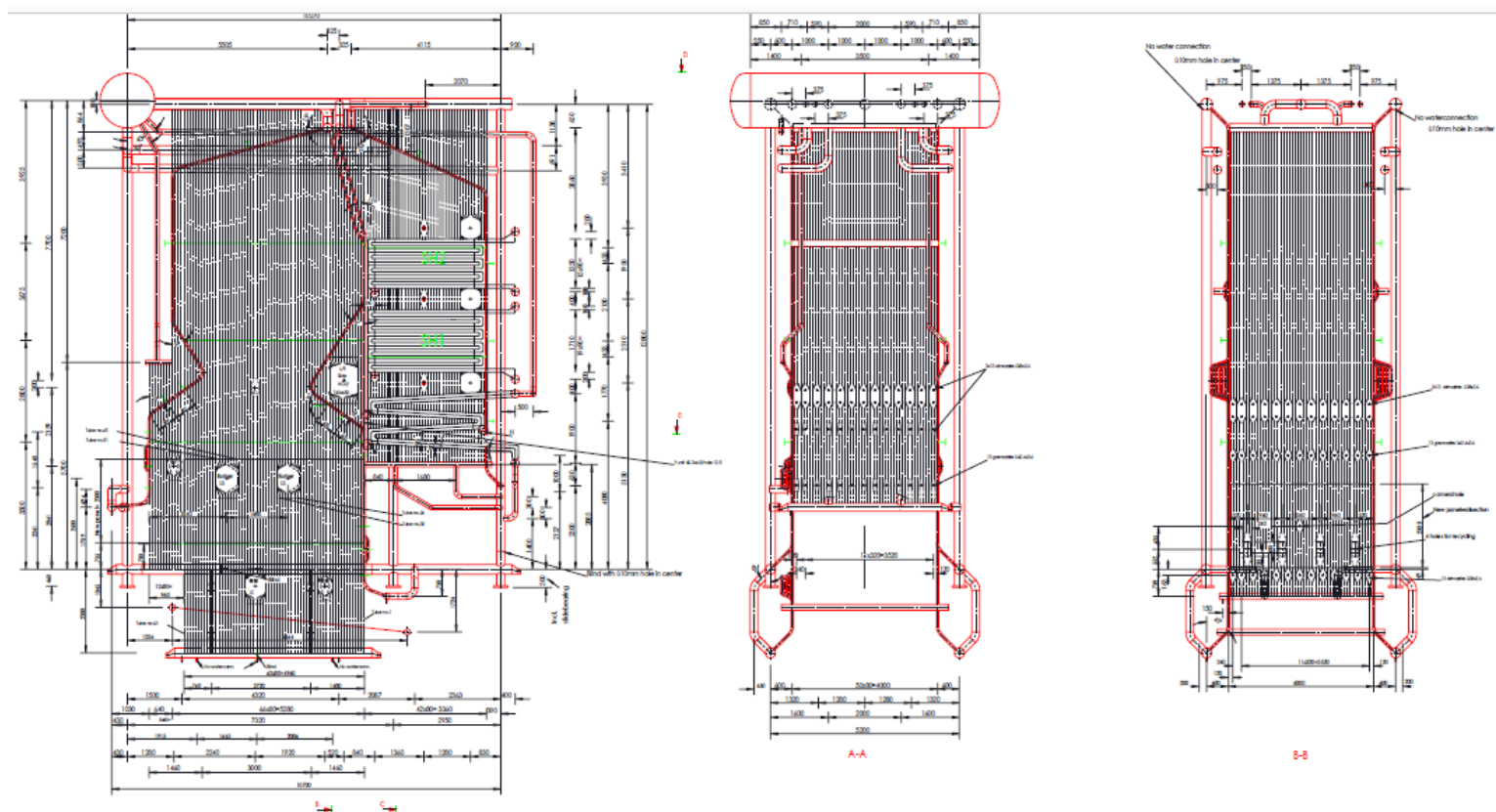


Figura C.1 Desenho técnico da caldeira da Central Termoelectrica de Mortagua

